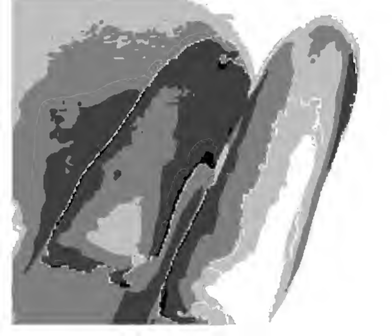








RESULTATE

für den

MASCHINENBAU

von

F. Redtenbacher

Hofrath und Professor an der polytechnischen Schule zu Karlsruhe.

Mit XLI lithographirten Figurentafeln.

Dritte erweiterte Auflage.

Mannheim.

Verlag der Friedrich Bassermann'schen Verlagshandlung.

1856.

Buchdruckerei von MALSCH & VOGEL in Karlsruhe.

Vorrede

zur ersten Auflage.

Eine Sammlung von Resultaten für den Maschinenbau ist sowohl für das technische Publikum, als auch für den angehenden Techniker, welcher sich für seine künftige praktische Laufbahn gründlich vorbereiten will, ein unentbehrliches Hülfsmittel geworden.

Wenn man einmal im technischen Leben eine Stellung eingenommen hat, findet man weder Zeit noch Lust, in weitschweifigen Lehrbüchern, oder Encyclopädien, oder gar in bändereichen Bibliotheken nach Thatsachen oder nach wissenschaftlichen Resultaten zu suchen, sondern man greift, wenn man überhaupt zu einem Buch seine Zuflucht nehmen will, nach einem solchen, welches zum Nachsuchen bequem eingerichtet ist und das die gewünschten Aufschlüsse ohne ermüdende Lektüre zu geben verspricht.

Ebenso ist auch für die Schule ein Buch, welches die wissenschaftlichen Resultate und Thatsachen möglichst conzentrirt enthält, ein nothwendiges Hülfsmittel geworden.

Eine Schule, welche in der mechanisch-technischen Richtung wirken will, kann keine Arbeiter und Werkmeister, sondern sie muss Zeichner, Construkteurs, Ingenieurs und Fabrikanten zu bilden suchen. Das Beste, was eine Schule zur Erreichung dieses Zweckes bieten kann, ist zwar allerdings eine gesunde wisssenschaftliche Grundlage, die ein Techniker dann besitzt, wenn er in den Geist der Prinzipien der Mechanik eingedrungen ist, und in der Anwendung derselben einen gewissen Grad von Gewandtheit und Sicherheit erlangt hat. Allein, wer nur mit allgemeinen Prinzipien ausgerüstet die praktische Arena betritt, gleicht einem Schiffe, das zwar mit einem Steuerruder, aber weder mit Segelwerk noch mit einer treibenden Maschine versehen ist. Der Erfolg der Fahrt ist nicht zweifelhaft: Mit den Prinzipien der Mechanik erfindet man keine Maschine, denn dazu gehört, nebst dem Erfindungstalent,

eine genaue Kenntniss des mechanischen Prozesses, welchem die Maschine dienen soll. Mit den Prinzipien der Mechanik bringt man keinen Entwurf einer Maschine zu Stande, denn dazu gehört Zusammensetzungssinn, Anordnungssinn und Formensinn. Mit den Prinzipien der Mechanik kann man keine Maschine wirklich ausführen, denn dazu gehören praktische Kenntnisse der zu verarbeitenden Materialien und eine Gewandtheit in der Handhabung der Werkzeuge und Behandlung der Hülfsmaschinen. Mit den Prinzipien der Mechanik betreibt man kein industrielles Geschäft, denn dazu gehört eine charakterkräftige Persönlichkeit und gehören commercielle Geschäftskenntnisse. Man sieht, die Prinzipien der Mechanik sind für die mannigfaltigen technischen Tätigkeiten überall nicht zureichend, aber gleichwohl leisten sie, bei verständigem Gebrauch, vortreffliche Dienste, denn sie geben doch überall an, was geschehen soll, bestimmen oftmals die wichtigsten Abmessungen und führen zu einem richtigen Urtheil; aber das Erfinden, das Zusammensetzen, Anordnen, Formgeben und das praktische Arbeiten mit der Feile und mit dem Drehstahl ist nicht ihre Sache.

Eine Schule, welche für die Verfolgung der mechanisch-technischen Richtung eine geeignete Vorbildung geben will, darf also durchaus nicht eine einseitige wissenschaftliche Richtung verfolgen, sondern sie muss trachten, alle Kräfte zu wecken und zu üben, welche für den Beruf eines Zeichners, eines Construkteurs, eines Ingenieurs und eines Fabrikanten von Wichtigkeit sind. Das beste Mittel, welches sie zur Erreichung dieses Zweckes anwenden kann, sind vielfältige Uebungen in der graphischen Darstellung von Maschinenorganen, von vollständigen Maschinen und Maschinenanlagen nach vorgeschriebenen Bedingungen und mit Benutzung rationeller Regeln; und gerade für diese Uebungen ist ein Hülfsbuch, welches die wichtigsten wissenschaftlichen Resultate und praktischen Thatsachen in gedrängter Kürze enthält, unumgänglich nothwendig.

Das vorliegende Buch ist zunächst bestimmt, den construktiven Unterricht zu unterstützen; es wird aber auch ausserhalb der Schule fast eben so gut gebraucht werden können. Die Resultate sind ganz trocken an einander gereiht, es geht denselben keine Her-

leitung voran und folgt auch keine Gebrauchsanleitung nach. Für den Gebrauch ausserhalb der Schule wird man vielleicht hie und da eine Gebrauchsanleitung vermissen, allein eine solche musste, wegen der durchaus nothwendigen Concentration des Stoffes, unterbleiben.

Den Stoff habe ich so anzuordnen gesucht, dass sich die Resultate leicht finden lassen. Da, wo eine Cesammtheit von Resultaten zur Erreichung eines Zweckes zusammenwirken muss, wie dies bei dem Entwurf einer Maschine oder Maschinenanlage der Fall ist, sind die betreffenden Resultate so an einander gereiht, dass man denselben nur zu folgen braucht, um an das Ziel zu kommen.

Die Mehrzahl der Regeln geben nicht die absolute, sondern nur die relative Crösse der zu berechnenden Dinge, d. h. sie bestimmen das Verhältniss zwischen der zu suchenden und einer andern bereits bekannten Grösse. Diese Methode der Verhältnisszahlen ist von jeher in der Architektur angewendet worden; sie leistet aber auch im Maschinenbau vortreffliche Dienste. Erst seitdem ich mich derselben bediene, bin ich zu einfachen leicht anwendbaren Regeln gelangt.

Das Buch ist in zwölf Abschnitte getheilt.

Der erste Abschnitt enthält verschiedene geometrische Resultate und insbesondere die Bedingungen, welche die Bewegungsmechanismen in geometrischer Hinsicht zu erfüllen haben.

Der zweite Abschnitt gibt die wichtigsten Resultate aus der Lehre von der Festigkeit der Materialien.

Der dritte Abschnitt enthält die Regeln zur Construktion der aktiven und passiven Maschinenbestandtheile. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet. Die Dimensionen werden meistens auf die Durchmesser von Wellen und Zapfen bezogen; sind diese einmal bestimmt, so ergeben sich alle andern Dimensionen leicht, vermittelst der Verhältnisszahlen, welche jene Regeln liefern. Wenn man sich einmal durch einige Uebung mit diesen Regeln befreundet hat, wird man dieselben wohl nicht mehr verlassen, und man wird sie sehr praktisch finden: 1) weil sie für jedes Maasssystem gelten; 2) weil die Verhältnisszahlen entweder ganz constant oder nur wenig veränderlich sind, daher bei einigem

Gebrauch im Gedächtniss bleiben, so dass man dann, wenn es sich um die Construktion eines Maschinenbestandtheiles handelt, das Buch gar nicht mehr zu öffnen braucht; 3) weil durch dieselben das Gefühl für richtige Construktionsverhältnisse sehr ausgebildet wird.

Diese Regeln haben jedoch auch schwache Seiten, die aber nicht von der Methode der Verhältnisszahlen, sondern von dem Umstande herrühren, dass sie auf statischen Prinzipien beruhen, und weder den Einfluss der Massenwirkungen noch die Abnutzung berücksichtigen, welche bei schneller Bewegung der Theile leicht eintreten. Diesen Mängeln kann man jedoch leicht begegnen. Wenn Massenwirkungen in's Spiel kommen, braucht man nur gleich von vorneherein die Zapfen und Wellen hinreichend stark, z. B. um ein Viertel oder um die Hälfte stärker als gewöhnlich zu nehmen, und dann werden auch alle anderen Dimensionen, wenn man dieselben mit den Verhältnisszahlen bestimmt, hinreichend stark. Wenn Stösse vorkommen, muss man noch überdies die gegen einander stossenden Theile mit Masse versehen, damit sie eine bedeutende lebendige Kraft in sich aufnehmen können, ohne dass die Molekularvibrationen zu heftig werden.

Man könnte zwar auch, mit Beibehaltung der Methode der Verhältnisszahlen, für die Construktion der Maschinentheile Regeln aufstellen, die unter allen Umständen unbedingt anwendbar wären, sie würden aber so komplizirt ausfallen, dass wohl Niemand Lust haben würde, sich derselben zu bedienen, und daher ist es zweckmässiger, bei den einfacheren, wenn auch unvollkommeneren Regeln zu bleiben.

Der vierte Abschnitt enthält die Regeln zur Berechnung des Reibungswiderstandes und der Steifheit der Seile, sodann noch einen Annäherungswerth von der Form: $\alpha x + \beta y$, für die Wurzelgrösse: $\sqrt{x^2+y^2}$, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen das Verhältniss $\frac{x}{y}$ liegen muss. *Poncelet* hat diese Aufgabe zuerst gestellt und für den Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen 0 und 1 liegt, durch sehr weitschweifige geometrische Betrachtungen gelöst. Ich habe, mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadratsumme, den allge-

meinen Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen irgend welchen Grenzen liegt, zur Lösung gebracht.

Der fünfte Abschnitt enthält die wichtigsten Resultate aus der Hydraulik, die leider auch nicht vollkommener sind, als man sie in andern Büchern findet. Hier können nur allein Versuche im grossen Maassstab über den Ausfluss des Wassers helfen; auf theoretischem Wege ist dieser Sache kaum beizukommen.

Im sechsten Abschnitt sind die wichtigsten Regeln für den Bau und für die Berechnung der Wasserräder zusammengestellt. Es ist ein Auszug aus meinem Werk über die Wasserräder.

Der siebente Abschnitt enthält die Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen und zur Berechnung ihres Nutzeffektes. Diese Regeln sind im Wesentlichen die gleichen, welche ich in meinem Werk über die Turbinen aufgestellt habe. Nur bei der Turbine von Jonval wird man eine kleine Aenderung finden, die daher kommt, dass ich nun auf den Einfluss der Dicke der Leitschaufeln und Radschaufeln Rücksicht genommen habe.

Der achte Abschnitt enthält Resultate über die Wärme und über deren Benutzung zu technischen Zwecken. Man findet da Regeln für Kamine, Dampfkessel, Luftheizung, Dampfheizung, Wasserheizung, Gasbeleuchtung.

Im neunten Abschnitt sind Formeln, Tabellen und Verhältnisszahlen für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen zusammengestellt. Die Formeln stimmen im Wesentlichen mit jenen überein, welche *Pambour* aufgestellt hat, unterscheiden sich jedoch von diesen letzteren in zwei Punkten. *Pambour* bringt das relative Dampfvolumen in Rechnung; ich habe es vorgezogen, die Dichte des Dampfes einzuführen. Die Vorstellung von der Dichte des Dampfes (Gewicht von 1 Kubikmeter Dampf) ist doch einfacher als die von dem relativen Volumen (Verhältniss zwischen dem Volumen einer Dampfmenge und dem Volumen des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden ist). Sodann lässt sich die Dichte des Dampfes durch eine äusserst einfache Formel wenigstens eben so genau ausdrücken, als das relative Dampfvolumen durch die Formel, welche *Pambour* aufgestellt hat. Der zweite Punkt, in welchem ich von *Pam-*

bour abweiche, betrifft die Bestimmung des eigenen Widerstandes der Maschine. *Pambour* sucht diesen Widerstand durch Erfahrungscoeffizienten zu bestimmen; ich habe es vorgezogen, denselben wirklich zu berechnen und durch Formeln auszudrücken.

Die Tabellen geben die wichtigsten Daten für neu zu erbauende Maschinen, und die Verhältnisszahlen bestimmen alle untergeordneteren Dimensionen.

Zehnter Abschnitt: Transport zu Wasser und zu Land. Man findet daselbst: 1) Die Widerstandscoeffizienten, welche *Morin* durch Versuche für Fuhrwerke aufgefunden hat. 2) Regeln, zur Berechnung der Abmessungen von neu zu erbauenden Lokomotiven. 3) Ein ziemlich vollständiges Material zur Bestimmung der Grösse und Form der Dampfschiffe, der Dimensionen der Maschinen und des Treibapparats. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet.

Eilfter Abschnitt: Arbeitsmaschinen und Fabrikationszweige. Eine ausführliche Besprechung dieses Gegenstandes würde hier zu weit führen; ich beschränke mich auf folgende Bemerkungen. Ueber die Baumwollenspinnerei sind diejenigen Resultate zusammengestellt, welche für den Entwurf einer Spinnerei, welche täglich eine bestimmte Quantität Garn vorn irgend einer Feinheit produziren soll, zu wissen nothwendig sind. Das Detail der Maschinen und den Spinnprozess habe ich übergangen.

Die Resultate über Eisenfabrikation sind grösstentheils den Werken von *Walter* und von *Flachat* entnommen.

Zwölfter Abschnitt: Tabellen-Sammlung. Nebst den bekannteren Tabellen, welche man auch in anderen Werken findet, habe ich noch solche aufgenommen, welche die Gewichtsbestimmung und Kostenberechnung erleichtern.

Der Meter, das Kilogramm und der französische Franc sind die Einheiten, auf welche sich alle Angaben beziehen. Es ist wohl nicht nöthig, mich wegen der Wahl dieser Einheiten zu entschuldigen.

Ich schliesse mit dem Wunsche, dass man diese Arbeit brauchbar finden möge.

Vorrede

zur dritten Auflage.

Diese dritte Auflage von den Resultaten für den Maschinenbau ist in ihrer Grundanlage von den beiden ersteren Auflagen nicht verschieden, im Einzelnen aber verändert, so wie im Ganzen ansehnlich erweitert und bereichert.

Der erste Abschnitt ist nicht verändert.

Im zweiten Abschnitt habe ich die von *Lamé* zuerst aufgestellten Formeln für die Bestimmung der Wanddicken der Gefässe aufgenommen.

Im dritten Abschnitt sind verschiedene Coeffizienten etwas verändert, und sind ferner mehrere neue Regeln aufgenommen; so namentlich Regeln zur Bestimmung der Abmessungen von Kurbelaxen, Regeln für doppelte Vernietung.

Der vierte, fünfte und sechste Abschnitt sind unverändert.

Der siebente Abschnitt ist um eine Nummer erweitert.

Der achte Abschnitt ist durch neuere physikalische Thatsachen und durch die Resultate meiner Untersuchungen über Heizapparate verändert und erweitert.

Der neunte Abschnitt ist nicht wesentlich verändert.

Der zehnte Abschnitt ist um einen Theil der Resultate meiner Untersuchungen über Lokomotive bereichert.

Der eilfte Abschnitt ist nicht wesentlich verändert.

Im zwölften Abschnitt sind einige Tabellen erweitert und neue Tabellen hinzugefügt. Auch habe ich die wichtigeren Theile der technischen Literatur aufgenommen.

Ich darf wohl hoffen, dass der Erfolg dieser dritten Auflage nicht geringer sein werde als jener der früheren Auflagen.

Carlsruhe, den 1. März 1856.

Der Verfasser.

Inhalt.

Seite

Vorrede zur ersten Auflage III
Vorrede zur dritten Auflage IX
Technische Literatur XV

Erster Abschnitt.

Geometrie 1

Verzeichnung verschiedener krummer Linien 1
Flächen- und Körperberechnung. 3
Anordnung eines Rollentriebes 5
Bestimmung der Grundform der Räder 6
Verzahnung 8
Gerad-Führungen 14

Zweiter Abschnitt.

Festigkeit der Materialien 18

Absolute Festigkeit 18
Relative Festigkeit 18
Rückwirkende Festigkeit 21
Torsionsvermögen 22
Festigkeit der Gefässe 22
Ausdehnung der Stäbe 23
Biegung der Stäbe 24
Körper von gleicher Festigkeit 28
Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen 30
Festigkeit der Körper gegen lebendige Kräfte 34
Festigkeits- und Elastizitäts-Coeffizienten 35

Dritter Abschnitt.

Construction der Maschinentheile 37

Seile 37
Ketten 38
Schrauben 39

Seite

Nieten 42
Winkeleisen 44
Zapfen 44
Wellen 46
Kupplungen 54
Zapfenlager 55
Rollen 58
Zahnräder 64
Schraube ohne Ende 73
Lagerstühle 74
Winkelhebel 74
Kurbeln 76
Kurbelaxen 78
Traversen 79
Schubstangen 79
Balancier 81
Seil- und Kettenhaken 81
Röhren 83
Deckel- und Stopfbüchsen 84
Ventille, Hahnen, Kolben 85
Resultate aus dem Baufach 87

Vierter Abschnitt.

Reibung zwischen festen Körpern und Steifheit der Seile 91

Reibungscoeffizienten 92
Formeln zur Berechnung der Reibungswiderstände 96

Fünfter Abschnitt.

Resultate aus der Hydraulik 104

Tabelle der Geschwindigkeiten und entsprechenden Höhen 105
Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen 112
Ueberfälle 117
Wehre 119
Kanäle 121
Röhrenleitungen 128
Gleichgewicht und Bewegung der Luft 136

Sechster Abschnitt.

Wasserräder 141

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades 143
Regeln für den Bau der Räder 153
Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes 158

Seite

Siebenter Abschnitt.

Turbinen 162

Die Turbine von *Jonval* 162
Die Turbine von *Fourneyron* 172
Die *Schott*'sche Turbine 176

Achter Abschnitt.

Die Wärme und deren Benutzung 179

Physikalische Thatsachen 179
Wasserdampf 187
Kamine 192
Dampfkessel 195
Wärmemenge zur Beheizung eines Raumes 200
Durchgang der Wärme durch Wände 202
Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heissen flüssigen Strom 204
Ofenheizung 206
Calorifer 207
Niederdruck-Wasserheizung 208
Hochdruck-Wasserheizung 209
Dampfheizung 210
Gasbeleuchtung 211

Neunter Abschnitt.

Dampfmaschinen 221

Theoretische Resultate 221
Praktische Resultate für:
a) *Watt*'sche Maschinen 223
b) Hochdruckmaschinen ohne Condensation, ohne Expansion . . . 223
c) Hochdruckmaschinen mit Expansion, ohne Condensation 224
d) Mitteldruckmaschinen mit Expansion, mit Condensation 225
e) *Woolf*'sche Maschinen 226
Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu erbauende Dampfmaschinen 229
Windmühlen 246
Thierische Kräfte 247

Zehnter Abschnitt.

Transport zu Wasser und zu Land 249

Fuhrwerke für Strassen 249
Lokomotive 254
Dampfschiffe 280

Seite

Eilfter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen und Fabrikation 309

Die Ramm-Maschine 309
Pochwerke 310
Pumpen 311
Feuerlöschspritzen 314
Holzsägen 316
Mahlmühlen 319
Papierfabrikation 323
Baumwollenspinnerei 327
Baumwollenweberei 338
Roheisenerzeugung 339
Dimensionen der Hochöfen 345
Dimensionen der Gebläse 346
Schmiedeisenfabrikation 351
Walzwerke 353
Hammerwerke 357

Zwölfter Abschnitt.

Sammlung von Tabellen 362

Vergleichung der Maasse und Gewichte 362
Die reciproken Werthe der natürlichen Zahlen 378
Werthe von n, $n\pi$, $n^2\frac{\pi}{4}$, n^2, n^3, $\sqrt{n}$, $\sqrt[3]{n}$ 378
Länge der Kreisbögen 401
Trigonometrische Linien 402
Logarithmen 403
Metallmischungen 404
Spezifische Gewichte 406
Tabellen zur Gewichtsbestimmung 408
Preise der Maschinen 414

Technische Literatur.

Rationelle Mechanik.

Bélanger, traité de mécanique, übersetzt von *Gugler*.
Coriolis, traité de la mécanique des corps solides, 1844.
Navier, résumé des leçons de mécanique à l'école polytechnique, 1841.
Duhamel, traité de mécanique, 1845.
Gaubert, traité de mécanique, 1840.
Lagrange, mécanique analytique, 1815.
Moseley, die mechanischen Prinzipien, übersetzt von *Scheffler*.
Poisson, traité de mécanique, 1833.
Poinsot, éléments de statique.

Handbücher der theoretischen und angewandten Mechanik.

Burg, Compendium der Mechanik, 1846.
Christian, traité de mécanique industrielle.
Combes, traité de l'exploitation des mines, 1844.
Gerstner, Handbuch der Mechanik.
Kaiser, Handbuch der Mechanik mit Bezug auf ihre Anwendungen, 1842.
Morin, leçons de mécanique pratique.
Poncelet, introduction à la mécanique industrielle, 1839.
Poncelet, application de la mécanique aux machines.
Redtenbacher, die Prinzipien der Mechanik und des Maschinenbaues, 1852.
Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, 1855.

Sammlung technischer Hülfsmittel.

Bernouilli, Vademecum des Mechanikers, 1855.
Lenoir, calculs faits à l'usage des industriels, 1842.
Morin, aide-mémoire de mécanique, 1838.
Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau, 3. Auflage 1856.
Rössler, Sammlung technischer Hülfsmittel, 1845.
The engineer's and contractor's pocket-book for the year 1854.
Taffe, application de la mécanique, 1839.
Weisbach, der Ingenieur, Sammlung von Formeln und Regeln der Arithmetik, Geometrie und Mechanik, 1848.

Encyclopädische Werke.

Borgnis, traité complet de mécanique appliqué aux arts, 10 Bände, 1818 bis 1823.

Lanz et Betancourt, essai sur la composition des machines.

Karmasch und *Heeren*, technisches Wörterbuch oder Handbuch der Gewerbskunde, bearbeitet nach Dr. *Andrew Ure's* dictionary of arts, manufactures and mines, 1843.

Knapp, Lehrbuch der chemischen Technologie zum Unterricht und Selbststudium 1847.

Prechtl, technologische Encyclopädie, 17 Bände.

Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Bresse, recherches analytiques sur la flexion et la résistance des pièces courbes, 1854.

Culomb, mémoire de l'académie, 1784.

Cauchy, de l'équilibre et du mouvement des corps élastiques, éxercices de mathématiques.

Dinger, Theorie der elastischen Körper. Archiv der Mathematik und Physik von *Grunert*, Band XXIII, 1854.

Duleau, essai théoretique et expérimental sur la résistance du fer forgé, 1820.

Gerstner, Handbuch der Mechanik, 1831.

Lagerhjelm, Versuche über die Dehnbarkeit, Festigkeit und Elastizität des Schmiedeisens, Uebersetzung von *Pfaff*, 1829.

Lamé, leçons sur la théorie mathématique de l'élasticité des corps solides, 1852.

Leslie, éléments de philosophie naturelle, Edinb. 1823.

Navier, mémoire sur les ponts suspendus, 1830.

Navier, résumé des leçons sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions, tome I, 1833.

Poncelet, mécanique industrielle, 1839.

Poisson, de l'équilibre et du mauvement des corps élastiques et des fluides. Journal de l'école polytechnique, cahier XX, 1831.

Rennie, philos. transaction 1818.

Tredgold, philos. transact., 1824, Band II.

Werthheim, mémoire de physique et mécanique 1848.

Young, leçons de philosophie naturelle, Band II.

Hydraulik.

d'Aubuisson de Voisin, traité d'hydraulique, 2. édit., 1840.

Bélanger, essai sur la solution numérique de quelques problèmes relatifs au mouvement permanent des eaux courantes, 1828.

Duchemin, Experimentaluntersuchungen über die Gesetze des Widerstandes der Flüssigkeiten.

Genieys, essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux, Paris 1829.

Navier, résumé des leçons donneés à lécole des ponts et chaussées sur l'application de la mécanique à l'établissement des constructions et des machines, tome II, 1833.

Poncelet et *Lebros*, expériences hydrauliques, 1832.
Rühlmann, Hydromechanik, 1854.
Scheffler, Prinzipien der Hydrostatik und Hydraulik, 2 Bände.
Weisbach, Ausfluss des Wassers aus Röhren, 1842.

Die Wärme.

Armangaud, publication industrielle. Chauffage et ventilation de la nouvelle Force de Paris par *Granville*, t. V, pag. 87.
Appareil au chaud pour le chauffage des Sernet par *Gervais*, t. IX, pag. 480.
Carnot, *S.*, reflexion sur la puissance motrice du feu, 1824.
Clausius, die mechanischen Wirkungen der Wärme, Poggendorff.
Band: 79, 79, 81, 82, 89, 90, 83.
Seite: 368, 500, 168, 263, 335, 513, 480.
Fourier, distribution de la chaleur dans les corps solides, 1822.
Hoppe, das Aequivalent der Wärmeeinheit.
Holzmann, Wärme der Gase und Dampfe.
Lissignol, études sur les machines à air chaud, 1853.
Peclet, traité de la chaleur considerée dans les applications, 1843.
Person, l'équivalent mécanique de la chaleur. Comptes rendues, 1854, Nr. 24, 11. Decbr.
Poisson, mémoire sur la distribution de la chaleur dans les corps solides. Journal de l'école polytechnique, cahier XIX.
Poisson, de la force élastique et de la chaleur des gaz. Mécanique 1833.
Reech, machines à air, 1854.
Reech, théorie générale des effets dynamiques de la chaleur, 1854.
Redtenbacher, die calorische Maschine, 1853.
Regnault, relation des expériences entreprises pour déterminer les lois qui entrent dans le calcul des machines à vapeur, 1847.

Wasserräder und Turbinen.

Armangaud, Publication industrielle.
Turbines hydrauliques par *Fourneyron* et *Gentilhomme*, tom. I, pag. 439.
Nouvelles turbines hydrauliques par *Callon* et *Cadiat*, tom. II, pag. 394.
Turbine double pouvant marcher sans de grandes variations de volumes d'eau par *Fontaine*, tom. IV, pag. 211.
Turbine hydraulique à vannes partielles par *Fontaine*, tom. IV, pag. 200.
Divers systèmes de turbines hydrauliques, tom. VI, pag. 294,
Turbine hydraulique système *Euler*, tom. VIII, pag. 21.
Combe, turbines hydrauliques.
Morin, expériences sur les roues hydrauliques.
Poncelet, mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbes, 1827,
Redtenbacher, Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren, 1844.
Redtenbacher, Theorie und Bau der Wasserräder, 1846.
Rühlmann, die Turbinen, 1840.
Whitelaw and *Stirrats* patent Water-Mill, 1843.

Dampfmaschine.

Armengaud, Publication industrielle.

Machine à vapeur, à rotule, à haute pression et à simple effet, avec application de la détente, par *Derasne* et *Cail*, tom. I. pag. 368.

Chaudière à vapeur avec appareil pour la production du gaz, par *Mariotte*, tom. I, pag. 337.

Maschine à vapeur à basse pression et à double effet établie au bassin de Saint-Quentin, tom. I, pag. 145.

Machine à basse pression et à double effet pour bateaux à vapeur, par *Maudsley*, *Field* et Comp., tom. II, pag. 206.

Machine à vapeur à haute pression à détente et sans condensation, par *Imbert*, tom. II, pag. 32.

Indicateur de pression, tom. III, pag. 477.

Chaudières à tubes importées d'amérique, par *Cornu*, tom. III, pag. 441.

Machine à vapeur à colonne, par *Farcat*, tom. III, pag. 256.

Essais comparatifs de chauffage avec chaudières à vapeur, par *Cavé* tom. IV, pag. 1 bis 16.

Machine marchant par la vapeur d'eau et la vapeur d'ether sulfurique, par *du Trembley*, tom. V, pag. 426.

Machines à vapeur accouplées sans volant, par *Faivre*, tom. V, pag. 225.

Manomètre à air libre, par *Richard*, tom. V, pag. 105.

Observations et expériences comparatives sur les machines de Cornouailles, tom. VI, pag. 482 bis 491.

Machine à vapeur à simple effet appliquée à l'épuisement des eaux aux mines de Cornouailles, tom. VI, pag. 456 bis 481.

Machines à vapeur horizontales servant de moteur aux pompes pneumatiques de Saint-Germain, par *Flachat*, tom. VI, pag. 169.

Machine à vapeur à cylindre horizontal, par *Halette*, tom. VI, pag. 3.

Chaudières ou générateurs à vapeur de diverses constructions, tom. VII, pag. 438.

Chaudières tubulaires à vapeur, tom. VII, pag. 468.

Manomètres et baromètres métalliques sans mercure, par *Bourdon*, tom. VII, pag. 370.

Machines à vapeur à deux cylindres à moyenne pression avec détente et condensation, tom. VII, pag. 318.

Machine à vapeur à trois cylindres, par *Legavrian*, tom. VIII. pag. 339.

Machine à vapeur horizontale accouplée, par *Bourdon*, tom. IX, pag. 238.

Machine à vapeur à trois cylindres, par *Legavrian*, tom. IX, pag. 149.

Fairey, on the Steam-Engine.

Jullien et *Batteil*, traité sur les machines à vapeur.

Nottebohm, Zeichnungen über ausgeführte Dampfmaschinen, 1841.

Pambour, théorie des machines à vapeur, 1847.

Tredgold, on the Steam-Engine and Steam-Navigation, 1838.

Lokomotive.

Armengaud, publication industrielle.

Machine locomotive la Gironde, par *Clapeyron*, tom. III, pag. 97.

Locomotive à cylindres extérieurs et à détente variable, par *Clapeyron*, tom. V, pag. 35.

Locomotive à grande vitesse avec roues matrices à l'arrière (système *Crampton*), par *Derasne* et *Cail*, tom. VII, pag. 209.

Locomotive à roues connexées, par *Tourasse*, tom. VII, pag. 211.

Machine locomotive à marchandises à quatre roues couplées, par *Palanceau*, tom. VII, pag. 52.

Couche, des contre-poids appliqués aux roues motrices des machines locomotives. Annales des mines, 1853, 5. série, tom. III.

Cinnear Clark, railway machinery. A traitice on the mechanical engineering of railways.

Lechatelier, Guide du mécanicien constructeur et conducteur de machines locomotives.

Lechatelier, rapport adressé à M. le ministre de travaux publics. Annales des mines, 5. série, tom. I, 1852.

Heim, Beiträge zur Theorie der Bewegung der Räderfuhrwerke, insbesondere der Dampfwagen.

Haesinger von Waldegg, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.

Pambour, traité théorique et pratique des machines locomotives.

Phillips, théorie de la coulisse servant à produire la détente variable dans le machines à vapeur et particulièrement dans les machines locomotives. Annales des mines 1853, 5. série, tom. III.

Philipps, mémoire sur les ressorts en acier employés dans le matériel des chemins de fer. Annales des mines, 5. série, 2. livraison de 1852.

Redtenbacher, die Gesetze des Lokomotivbaues, 1855.

Resal, sur la stabilité des machines locomotives. Annales des mines, 5. série, 1853, tom. III.

Tredgold, the principles and practice and explanation of the machinery of locomotiv-engine.

Dampfschifffahrt.

Armengand, publication industrielle.

Appareil du navire à vapeur le vautour, par *Gengembre*, tom. II, pag. 169.

Des vis ou roues en hélices pour bâteaux à vapeur, tom. III, pag. 409.

Notice sur le Great-Britain, bâteau à vapeur à hélice en fer de 1000 chevaux, tom. IV, pag. 419.

Appareil de bâteau à vapeur, par *Gache*, tom. V, pag. 308.

Appareil à hélice du navire à vapeur La Biche, tom. VII, pag. 485.

Petit navire à vapeur, par *Duperré*, tom. IX, pag. 111.

Sur la forme à donner aux navires à vapeur, par *Fincham*, tom. IX, pag. 97.

Construction des navires ex fer, tom. IX, pag. 87.

Mémoire sur la navigation, fluviale et construction des bâteaux à vapeur, par *Gaudry*, tom. IX, pag. 75.

Bâteau, le chamois, par *Nillus*, tom. IX, pag. 73.

Campaignac, de l'état actuel de la navigation par la vapeur, 1842.

Duhamel, éléments de l'architecture navale au traité pratique de la construction des vaisseaux, 1758.

Dupuy de Lôme, mémoire sur la construction des batiments en fer, 1844.
Labrausse, des propulseurs sous-marins, 1843.
Redtenbacher, die calorische Maschine, nebst einer Theorie der Treibapparate für Dampfschiffe, 1853.
Tredgold, on the steam-engine and steam-navigation.

Pumpwerke.

Annales des Mines.
- Description des mines de Pontgibaud, par *Picot*, 4. série, tom. XVIII, pag. 156.
- Mémoire sur l'exploitation des mines des comtés de Cornwall, par *Combe*, 3. série, tom. V, pag. 621, 630, 647.
- Mémoire sur les pompes employées dans les mines, par *J. Taylor*, 3. série, tom. I, pag. 213.
- Notice sur une machine d'extraction à colonne d'eau fonctionnant dans les puits Saint-André, près Schemnitz, par *Page*, 4. série, tom. XI, pag. 403.
- Mémoire sur les machines à colonne d'eau de la mine d'Huelgoat, par *Junker*, 3. série, tom. VIII.

Civil engineer and architects journal. The pumping engines at the Birminghams waterworks by *Garland*, vol. XVII, pag. 56.
Fölsch, die Stadtwasserkunst zu Hamburg, 1851.
Portefeuille industrielle du conservatoir des arts et métiers. Machine à colonne d'eau de *Reichenbach*, tom. I, pag. 93.
Tredgold, the cornish pumping-engine by *William Pale*, 1844.
Wickstead, cornish and boulton and watt-engines erected at the east London water-works Old ford.

Mahlmühlen, Oehlmühlen.

Armengaud, publication industrielle.
- Moulin à blé perfectionnés établi à corbeil, par *Cartier* et *Armangaud*, tom. I, pag. 289.
- Appareil à nettoyer les blés, par *Cartier*, tom. I, pag. 115.
- Cylindres comprimeurs, par *Cartier*, tom. III, pag. 515.
- Machine à battre le blé, par *Mathieu de Dombasle*, tom. III, pag. 200.
- Machine à battre le blé, par *Cambray*, tom. III, pag. 194.
- Meules annulaires, par *Gosme* fils, tom. III, pag. 17.
- Moulin à blé perfectionné marchant à courroies, par *Darbley*, tom. III, pag 1.
- Trieur mécanique pour épurer les grains de toute espèce, par *Vachon*, tom. V, pag. 320.
- Appareil accélérateur de la mouture pour moulins à blé, tom. V, pag. 263.
- Moulin à blé à batis beffrois indépendants, par *Christian*, tom. V, pag, 256.
- Etablissement des moulins à farine, tom. VII, pag. 42.
- Moulin bitournant ou à double mouvement, par *Christian*, tom. VII, pag. 35.
- Accélérateur, refroidisseur et appareil humecteur appliqué aux moulins à farine, par *Debaune*, tom. VII, pag. 29.
- Appareil complet pour le nettoyage des blés, par *Baron*, tom. VIII, pag. 369.
- Machine à battre le grain, par *Loriot*, tom. IX, pag. 502 bis 506.

Conservation des grains, par *Huart*, tom. IX, pag. 286.

Moulin à blé à vitesse accélérée commandé par friction et par le haut, par *Fromant*, tom. IX, pag. 230.

Fritsche, die englischen, amerikanischen und schweizerischen Kunstmühlen.

Neumann, der Wasser-Mahl-Mühlenbau, 1810.

Schlegel, vollständige Mühlenbaukunst.

Scholl, der Bau und Betrieb der Oehlmühlen.

Gasbeleuchtung.

Clegg, practical treatice on coal-gas, 1841.

d'Hurcourt, traité de l'éclairage au gaz, 1845.

Pelouze, traité de l'éclairage au gaz, 1839.

Sägen.

Armengaud, publication industrielle.

Grande scierie mécanique à une seule lame pour débiter les bois en grume, par *Philippe*, tom. III, pag. 236.

Scie mécanique à cylindres et à une seule lame, par *Peyod*, tom. III, pag. 162.

Scierie mécanique à mouvement alternatif et à lame horizontale pour placage, par *Cort*, tom. IV, pag. 313.

Grande scierie à lame sans fin, par *Thouard*, tom. V, pag. 138.

Scierie machine à dresser et rainer les bois, par *Baudat*, tom. VII, pag. 254.

Machine à débiter les bois en feuilles minces, par *Gerand*, tom. VII, pag. 91.

Scierie mécanique à découper ou à chantourner avec une lame sans fin, par *Perrin*, tom. IX, pag. 349.

Scierie mécanique à plusieurs lames, par *Mazeline*, t. IX, pag. 121.

Papierfabrikation.

Armengaud, publication industrielle.

Piles à papier marchant par courroies, par *Callon*, tom. IV, pag. 125

Machine à couper les chiffons, par *Varroll*, tom. V, pag. 232.

Machine à satiner le papier, par *Chapelle*, tom. V. pag. 235.

Maschine à rogner ou couper le papier et carton, tom. V, pag. 421.

Müller, die Fabrikation des Papieres, 1849.

Spinnen und Weben.

Alcan, essai sur l'industrie des matières textiles, 1847.

Armengaud, publication industrielle.

Filature de cotton. Batteur-étaleur double, par *Lagoquée*, tom. IV, pag. 331.

Banc-à-broches en fin, par *Pihet* et Comp., tom. VI, pag. 391 bis 420.

Divers. systèmes de broches à engrenage débrayant, appliqués aux métiers à filer cantinus et Mull-Jenny, par Müller, tom. IX, pag. 270 bis 284.

Epurateur pour filature, par *Risler*, tom. IX, pag. 45.

Machine à peigner le lin, par *Girard*, tom. I, pag. 49.

Machine à tailler le lin et le chanvre, par *Hoffmann*, tom. III, pag. 392.
Machine à peigner la laine, par *Collier*, tom. III, pag. 305.
Filature mécanique du lin et du chanvre, par *Fairbairn*, tom. III, pag. 285.
Filature mécanique du lin et du chanvre, par *Girard*, tom. III, pag. 280.
Filature mécanique du lin et du chanvre, par *Girard*, tom. III, pag. 189.
Carde pour les étoupes pour filatures du lin et du chanvre, par *Fairbairn*. tom, III, pag. 59.
Filature mécanique du lin et du chanvre, par *Girard*, tom. III, pag. 59.
Filature de laine peignée, par *Carbon*, tom. IV, pag. 177.
Machine à nettoyer la laine et le cotton, par *Lipke*, tom. V, pag. 20.
Filature de laine, par *Pihet*, tom. V, pag. 448.
Machines à peigner la laine, tom. VI, pag. 238 bis 247.
Filature mécanique du lin et du chanvre peigneure circulaire, par *Lacrain*, tom. VI, pag. 210.

Baines, hystory of the cotton manufacture.
Coquelin, nouveau traité complet de la filature mécanique du lin et du chanvre. 1846.
Fischer, der praktische Baumwollspinner, 1855.
Le Blanc, filature de coton, 1828.
Montgommery, Theorie und Praxis der Baumwollspinnerei.
Oger, Lehrbuch der Baumwollspinnerei.
Scott, praktischer Spinner und Weber.

Eisenfabrikation.

Flachat, *Barrault* et *Petiet*, traité de la fabrication de la fonte et du fer, 1846.
Karsten, Metalurgie des Eisens.
Valerius, traité théorique et pratique de la fabrication du fer.
Walter de Saint-Ange, Métalurgie pratique du fer.

Meßinstrumente.

Armengaud, tom. VII, pl. 29, pag. 369, manomètres sans mercure.
Armengaud, tom. V, pl. 9, pag. 105, manomètre à air libre.
Heusinger, Jahrgang 1853, Organ, Band VIII. Heft 3, Taf. IX, Bericht über verschiedene Manometer.
Jürgensen, mémoire de l'horlogerie exacte, 1832.
Lepoute, traité d'horlogerie, 1767.
Morin, appareils dynamométriques, 1841.

ERSTER ABSCHNITT.

Geometrie.

Verzeichnung von verschiedenen krummen Linien.

1.

Verzeichnung der Parabel, Fig. 1 Taf. I., *wenn der Scheitel* A, *die Richtung* A x *der Axe, und ein Punkt* M *der Linie gegeben ist.*

Man verzeichne das Rechteck M p A b, theile M b in eine beliebige Anzahl, z. B. in 4 gleiche Theile, theile auch A b in eben so viele, also ebenfalls in 4 gleiche Theile, ziehe von A aus die Linien A 3, A 2, A 1, und durch 1_1 2_1 3_2 Parallellinien zur Axe A x; so sind die Punkte I, II, III, in welchen sich diese Linien schneiden, einzelne Punkte der Parabel.

2.

Verzeichnung der Normale, welche einem Punkt II der Parabel entspricht. Fig. 1 Taf. I.

Fälle den Perpendikel II p_2, mache A a = A p_2, ziehe a II und errichte auf a II in II einen Perpendikel II q_2, so ist dies die gesuchte Normale.

Die Normallinien, welche den übrigen Punkten I III M entsprechen, werden gefunden, wenn man die Perpendikel III p_3, I p_1, M p fällt, $p_3\ q_3 = p_1\ q_1 = p\ q = p_2\ q_2$ macht und die Punkte q_3 q_1 q mit III I M verbindet.

Werden diese Normallinien verlängert, bis sich je zwei auf einander folgende schneiden, so sind die Durchschnittspunkte die Mittelpunkte der Kreisbögen A III, III II, II I, I M, aus welchen die Parabel zusammengesetzt werden kann.

3.

Verzeichnung einer Ellypse, deren Axen gegeben sind.

a) Genaues Verfahren. Fig. 2 Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, O a die halbe grosse, O b die halbe kleine Axe. Beschreibe aus O mit den Halbmessern O b, O a und $Oc = Ob + Oa$ die concentrischen Kreise β b, a α, c γ, ziehe einen beliebigen Radius O q p r, ziehe durch q eine Parallele zu O c, durch p eine Parallele zu O b, so schneiden sich diese Linien in einem Punkt m der Ellypse; und wenn man m mit r verbindet, so ist dies die zum Punkt m der Ellypse gehörige Normale.

Wiederholt man diese Construction, indem man mehrere Radien von O aus zieht, so erhält man zur Verzeichnung der Ellypse eine Folge von Punkten und die denselben entsprechenden Normalen.

b) Annäherungsverfahren. Fig. 3 Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, $a a_1$ die grosse, $b b_1$ die kleine Axe der Ellypse.

Mache $Oc = Ob$, $Od = Od_1 = 3 \frac{\overline{ac}}{2}$, $Oe = Oe_1 = 4 \frac{\overline{ac}}{2}$, ziehe $e_1 d m$, $e_1 d_1 m_1$, $e d n$, $e d_1 n_1$, und beschreibe aus den Punkten $d d_1$ $e e_1$ die Kreisbögen $n a m$, $n_1 a_1 m_1$, $n b_1 n_1$, $m b m_1$, so bilden diese zusammen eine der Ellypse ähnliche Linie, vorausgesetzt, dass das Verhältniss zwischen der grossen und kleinen Axe nicht grösser als 2 ist. Ist dieses Verhältniss grösser als 2, so muss die genauere Methode gebraucht werden.

4.

Verzeichnung der Cycloide. Fig. 4 Taf. I.

Es sei 09_1 die Grundlinie 0 4 9 die Hälfte des Erzeugungskreises in seiner anfänglichen Stellung. Man theile den Halbkreis in mehrere, z. B. in 9 gleiche Theile und ziehe die Sehnen 01, 02, 03, 04 . . . trage die abgewickelte Länge eines der Bögen 01, 12, 23, von 0 aus eben so oftmal auf, als die Anzahl der Theile beträgt, in welche der Halbkreis getheilt wurde, und ziehe durch die Punkte 1_1 2_1 3_1 4_1 . . . parallele Linien zu den Sehnen 01, 02, 03 . . . so sind die Durchschnittspunkte I II III IV V . . . . die Mittelpunkte der Kreisbögen o a, a b, b c . . . . aus welchen die zu verzeichnende Cycloide zusammengesetzt werden kann.

5.

Verzeichnung eines Bogenstückes einer Epycycloide. Fig. 5 Taf. I.

Es sei 06 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das epycycloidische Bogenstück 06_2 verzeichnet werden soll; n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile das Bogenstück 06 in mehrere, z. B. in 6 gleiche Theile. $01 = 12 = 23 = \ldots . = a$, nehme ein Bogenstück von der Länge $(n + 1)\,a$, trage dasselbe von 0 aus ebenfalls 6 Mal auf, verbinde die sich ergebenden Punkte 1_1 2_1 3_1 4_1 .... mit den Punkten 1, 2, 3, 4, und beschreibe aus den Durchschnittspunkten 1, I, II, III die Kreisbögen $0\,1_2$, $1_2\,2_2$, $2_2\,3_2$, ... so bilden diese zusammen annähernd das zu verzeichnende epycycloidische Bogenstück.

6.

Verzeichnung des Bogenstückes einer Hypocycloide. Fig. 6 Taf. I.

Es sei 05 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das hypocycloidische Bogenstück 05_2 verzeichnet werden soll, n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile den Bogen 05 in mehrere, z. B. in 5 gleiche Theile $01 = 12 = 23 = \ldots . = a$, mache die Bögen $01_1 = 1_1\,2_1 = 2_1\,3_1 = \ldots = (n - 1)\,a$, ziehe die Linien 1_1 1 I, 2_1 2 II, 3_1 3 III .... und beschreibe aus den Punkten I II III die Kreisbögen 01_2, $1_2 2_2$, $2_2 3_2$, $3_2 4_2$, ... so bilden diese zusammen das zu verzeichnende hypocycloidische Bogenstück.

Flächen- und Körperberechnung.

7.

Der Flächeninhalt A M p Fig. 1 Taf. I. *einer Parabel*

ist gleich

$$\frac{2}{3}\,\overline{Ap} \times \overline{Mp} \qquad 1.$$

8.

Der Flächeninhalt einer Ellypse

ist gleich dem Produkte aus den beiden Halbaxen in die *Ludolph*'sche Zahl $\pi = 3{\cdot}142$.

9.

Simpson's Regel

zur Berechnung des Flächeninhaltes ebener Figuren. Es sei A B C D Fig. 7 Taf. I. der zu berechnende Flächeninhalt. Man theile A D in eine gerade Anzahl n gleicher Theile A 1 = 12 = 23 = ... = e und messe die Ordinaten y_0 y_1 y_2 .... y_n; dann findet man:

$$\text{Flächeninhalt A B C D} = \frac{1}{3} e \left\{ y_0 + y_n + 4 (y_1 + y_3 + y_5 + \ldots + y_{n-1}) + 2 (y_2 + y_4 + \ldots + y_{n-2}). \right\}$$

10.

Die Oberfläche einer Kugel

von dem Halbmesser r ist gleich

$$4 r^2 \pi \, .. \, (\pi = 3{\cdot}142).$$

11.

Die Oberfläche eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$2 \pi r a = \pi (a^2 + b^2)$$

wobei

r den Halbmesser der Kugel,
a die Höhe des Abschnittes,
b den Halbmesser des Kugelschnittes,

bezeichnet.

12.

Der Kubikinhalt einer Pyramide oder eines Kegels

ist gleich $\frac{1}{3}$ A h, wenn A die Grundfläche, h die Höhe des Körpers bezeichnet

13.

Der Kubikinhalt einer Kugel,

deren Halbmesser r ist

$$\frac{4}{3} r^3 \pi.$$

14.

Der Kubikinhalt eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$\frac{\pi}{6} a (3 b^2 + a^2)$$

wobei a die Höhe und b den Halbmesser des Kugelabschnittes bezeichnet.

Die Maschinenorgane in geometrischer Hinsicht.

Rollen.

15.

Benennungen.

Um die Stellung der Rollen und den Lauf des Riemens beschreiben zu können, nennen wir:

a) Mittlere Ebene einer Rolle: eine Ebene, welche auf der Axe einer Rolle senkrecht steht und durch die Mitte der Rollenbreite geht.

b) Mittleren Schnitt: den Kreis, in welchen die mittlere Ebene die Oberfläche der Rolle schneidet.

c) Riemen-Mittel: eine auf dem Riemen gezogene von den Rändern desselben gleich weit abstehende Linie.

16.

Hauptregel für die geometrische Anordnung eines Riementriebes.

Bei der Anordnung eines Riementriebes müssen die folgenden 2 Regeln beobachtet werden: 1) Muss die Mittellinie des Riemens, da wo derselbe auf eine Rolle aufläuft, in der mittleren Ebene dieser Rolle liegen. 2) Sollen die Leitrollen, wenn solche anzubringen sind, so gestellt werden, dass die Linie, in welcher die



mittlere Ebene der Leitrolle die mittlere Ebene der Triebrolle durchschneidet, mit der Mittellinie des Riemens zusammenfällt.

17.

Beispiele über Riementriebe.

Nach den in Nummer 16 ausgesprochenen Regeln sind die folgenden Riementriebe angeordnet:

Fig. 8 Taf. I. Die Axen parallel nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Triebrollen fallen zusammen.

Fig. 9 Taf. I. Die Axen parallel, nach entgegengesetzter Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen fallen zusammen.

Fig. 10 Taf. I. Die Axen parallel, nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen nicht zusammenfallend. $l\ l_1$ Leitrollen.

Fig. 1 Taf. II. Rollen auf zwei sich schneidende Axen. $l\ l_1$ Leitrollen, deren Ort und Stellung gefunden wird wie folgt. Nehme in der Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen zwei beliebige Punkte $a\ a_1$ an, ziehe von denselben Tangenten an die mittleren Schnitte der Triebrollen, und lege die Rollen $l\ l_1$ so, dass die mittleren Schnitte einer jeden von einem Tangentenpaar berührt werden. Werden die Rollen $l\ l_1$ auf diese Weise gestellt, so drücken die Riemen nach normaler Richtung gegen die Rollen und können daher von denselben nicht abgleiten.

Fig. 2. Taf. II. Zwei gegen einander geneigte sich nicht schneidende Axen. Die Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen berührt die mittleren Kreisschnitte der Rollen. Die Bewegung muss nach der Richtung der Pfeile erfolgen (vermöge Regel Nr. 16). Die kürzeste Distanz der Axen muss ungefähr 2 Mal so gross sein, als die grössere der beiden Rollen.

Fig. 3 Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt, sich nicht schneidend. Die Rollen in beliebigen Stellen mit den Axen verbunden. Die Stellung der Leitrollen wird wie im Falle Fig. 1 gefunden.

Fig. 4 Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt sich nicht schneidend Die Rolle A fest mit a verbunden. Die Rolle B vermittelst eines *Hook*'schen Schlüssels mit b verbunden. Die mittleren Ebenen beider Rollen zusammenfallend.

Räder.

18.

Bestimmung der Grundform der Räder.

Die verzahnten Räder, welche gewöhnlich gebraucht werden, haben: wenn die Axen parallel sind, cylindrische; wenn die Axen

sich schneiden, konische; wenn die Axen nicht parallel sind und sich nicht schneiden, hyperbolische Grundformen, die auf folgende Weise bestimmt werden:

a) bei Stirnrädern, d. h. bei Rädern für parallele Axen, seien R r die Halbmesser der Theilkreise,
d die Distanz der Axen,
$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oft das Rad vom Halbmesser r sich umdrehen soll, während jenes vom Halbmesser R einmal umgeht, so ist

$$R = \frac{n d}{n + 1}$$

$$r = \frac{d}{n + 1}$$

b) bei Kegelrädern, d. h. wenn die Axen sich schneiden. Es seien Fig. 5 Tafel II. C A und C a die beiden Axen, n die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe C a bei einer Umdrehung der Axe C A machen soll.

Man bestimme einen Punkt b, dessen Abstände b O und b o von den Axen sich wie n : 1 verhalten, und ziehe b C. Denkt man sich nun das Dreieck O C b um C A und das Dreieck o C b um C a herumgedreht, so entstehen die zwei längs der Linie b C sich berührenden Grundkegel der Räder.

c) Für hyperbolische Räder Fig. 6 Taf. II. Es seien C A und C a die beiden Axen, die mit der Ebene des Papieres parallel sind. Die kürzeste Distanz der Axen geht durch C, ist auf der Ebene des Papieres senkrecht und ihre Länge sei gleich s. Die Anzahl der Umdrehungen, welche C a bei einer Umdrehung von C A machen soll, sei n.

Theile den Winkel A C a der Axen durch eine Linie C q in zwei Theile, so dass $Aq : qa = n : 1$.

$$\text{Mache } \overline{CD} = \overline{AE} = \frac{n}{n+1} s, \quad \overline{Cd} = \overline{ae} = \frac{s}{n+1}$$

$$\text{sodann } \overline{AB} = \overline{AB_1} = \overline{qE}, \quad \overline{ab} = \overline{ab_1} = \overline{qe}.$$

Verzeichne mit den Halbmessern A B und C D, a b und C d die Kreise K K_1 k k_1. Ziehe q m parallel mit C a, q n parallel mit C A. Theile den Kreis K von n ausgehend in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Zähne beträgt, welche das Rad erhalten soll, und den Kreis k von m ausgehend, in eine n Mal kleinere An-

zahl gleicher Theile. Ziehe durch die Theilungspunkte die Tangenten T T_1 T_2 . . . . t t_1 t_2 und suche ihre Projektionen, so bestimmen diese durch ihre wechselseitigen Durchschnitte die Hyperbeln B D B_1 D_1, b d b_1 d_1, welche durch Umdrehung um ihre Axen die Grundformen der beiden Räder erzeugen. Die Linie C q gibt die Richtung an, nach welcher die Zähne in die Räder einzuschneiden sind

Verzahnung.

19.

Anzahl der Zähne.

Zwei in einander greifende Räder erhalten gleich grosse Theilungen. Die Anzahl der Zähne zweier in einander greifender Räder verhalten sich demnach wie die Halbmesser derselben. Die absolute Anzahl der Zähne ist in geometrischer Hinsicht willkürlich, und wird durch die Kraft bestimmt, welche am Umfange der Räder wirkt.

20.

Grundbedingung für die Form der Zähne.

Die Zähne zweier in einander greifender Räder müssen so geformt sein, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeit der beiden Räder in jedem Augenblicke der Bewegung denselben Werth hat. Es gibt unendlich viel Paare von Zahnformen, welche dieser wesentlichen Grundbedingung entsprechen. Die gebräuchlichsten sind folgende:

21.

Erste epycycloidische Verzahnung. Fig. 7 Taf. II.

n a m Zahn des Rades R. a n eine radiale Linie. a m ein epycycloidischer Bogen, der Halbmesser des Grundkreises ist R. Der Halbmesser des Wälzungskreises $\frac{1}{2}$ r. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a n_1 eine radiale gerade Linie. a m_1 ein epycycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises dieser Epycycloide ist r, der Halbmesser des Erzeugungskreises $\frac{1}{2}$ R. Die epycyclodischen Bögen entsprechen der Wälzung auf einem Theilungsbogen.

22.

Zweite epycicloidische Verzahnung. Fig. 8 Taf. II,

n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m epycycloidischer, a n_1 hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m gleich R. Halbmesser des Grundkreises für a n_1 gleich r. Halbmesser der Erzeugungskreise für a m und a n_1 gleich gross und kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkürlich. a m_1 epycycloidischer, a n hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundrisses für a m_1 gleich r. Halbmesser des Grundkreises für a n gleich R. Halbmesser der Erzeugungskreise für a n und a m_1 gleich gross aber kleiner als $\frac{1}{2}$ R, sonst willkürlich. Jeder dieser 4 Bögen entspricht der Wälzung auf einem Theilungsbogen. Diese Anordnung ist insbesondere für starke Uebersetzungen geeignet.

23.

Zahnstange mit Getriebe. Fig. 9 Taf. II.

n a m Zahn der Zahnstange. a n gerade auf die Grundlinie der Zahnstange senkrechte Linie. a m cycloidischer Bogen. Halbmesser des Erzeugungskreises gleich $\frac{1}{2}$ r. m_1 a n_1 Zahn des Getriebes. a n_1 gerade radiale Linie. a m_1 Evolvente des Kreises r. Die Bögen a m und a m_1 entsprechen einer Theilung.

24.

Innere cycloidische Verzahnung. Fig. 10 Taf. II.

R r die Theilkreise. n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m, a n_1 hypocycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise R und r, Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkürlich. a m_1, a n epycycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise r R, Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, sonst belielig.

25.

Verzahnung mit Kreisbögen.

Man erhält auch brauchbare Zahnformen, wenn man die äusseren Theile der Zähne nach passenden Kreisbögen abrundet, und die inneren

Theile geradlinig und radial macht. Die passenden Abrundungs halbmesser für die äusseren Theile der Zähne findet man vermittelst folgenaer Formeln:

$$\left(\frac{\varrho}{r}\right) = \frac{n+2}{2(n+1)} t$$

$$\left(\frac{\varrho}{R}\right) = \frac{2n+1}{2(n+1)} t$$

Dabei bezeichnen;

R r die Halbmesser der Theilkreise beider Räder,

$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal das kleinere Rad, bei einer Umdrehung des grösseren Rades umgehen soll.

t die für beide Räder gleich grosse Zahntheilung,

$\left(\frac{\varrho}{r}\right)$ $\left(\frac{\varrho}{R}\right)$ die Abrundungshalbmesser für die Zähne der Räder r und R.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

n	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{2}$	2	4	6	∞
$\frac{\left(\frac{\varrho}{R}\right)}{t}$	0·75	0·77	0·79	0·80	0·83	0·90	0·92	1
$\frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)}{t}$	0·7	0·71	0·71	0·70	0·67	0·60	0·57	0·5

$n = \infty$ entspricht der Zahnstange mit Getriebe. — Es verdient bemerkt zu werden, dass

$$\left(\frac{\varrho}{r}\right) + \left(\frac{\varrho}{R}\right) = \frac{3}{2} t$$

die Verzeichnung der Zähne vermittelst dieser Abrundungshalbmesser erklärt Fig. 1 Taf. III. R r die Theilkreise der Räder. R_1 r_1 zwei Kreise, deren Halbmesser halb so gross sind, als jene von R und r. $\widehat{aM} = \widehat{aN} = \widehat{am} = \widehat{an} = t$. $\overline{MO} = \overline{NO} = \left(\frac{\varrho}{R}\right)$, $\overline{mo} =$

$\overline{no} = \left(\begin{smallmatrix}\varrho \\ r\end{smallmatrix}\right)$. Bogen $\widehat{MNP}$ aus O, Bogen $\widehat{mnp}$ aus o beschrieben.

$\overline{CP}$ Tangente an $\widehat{MNP}$, $\overline{cp}$ Tangente an $\widehat{mnp}$.

Wenn sowohl der äussere als auch der innere Theil der Zähne nach Kreisbögen abgerundet werden soll, so findet man die passenden Abrundungshalbmesser nsch folgenden Formeln:

Benennung des Bogens. Fig. 8 Taf. II.	*Abrundungshalbmesser.*
a m	$\frac{R + r_1}{R + 2 r_1}\, t$
a n	$\frac{R - R_1}{R - 2 R_1}\, t$
$a\, m_1$	$\frac{r + R_1}{r + 2 R_1}\, t$
$a\, n_1$	$\frac{r - r_1}{r - 2 r_1}\, t$

In diesen Formeln bedeuten:

R r die Halbmesser der Theilkreise der beiden Räder,

t die Zahntheilung,

R_1 r_1 die Halbmesser zweier Hilfskreise, die an die Bedingung geknüpft sind, dass R_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ R, und r_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ r sein muss, im Uebrigen aber willkührlich genommen werden können.

26.

Aeussere Evolventen-Verzahnung. Fig. 2 Taf. III.

R r die Theilkreise der Räder. a b gleich einer Zahntheilung. b o eine gerade radiale Linie. g a f senkrecht auf b o. O g senkrecht auf g a f oder parallel zu b o. R_1 r_1 zwei mit den Halbmessern O g und o f beschriebene Kreise. f h Evolvente, die durch Aufwicklung von g f auf R_1 entsteht. a i = a f. i k Evolvente, die durch Aufwicklung von i f auf r_1 entsteht. Die Evolventenbögen f h und i k sind die gekrümmten Theile der Zähne. Die geraden radialen Theile h b_1, k k_1 müssen so weit gegen die Mittelpunkte O o fortgesetzt werden, dass die äusseren krummlinigen Theile hinreichend Spielraum finden.

Zähne, welche auf die so eben angedeutete Weise construirt werden, können im Ganzen durch zwei Theilungen auf einander

wirken, und zwar durch eine Theilung vor, und durch eine Theilung nach der Centrallinie O o. Will man, dass die Zähne um mehr oder weniger als eine Theilung vor und nach der Centrallinie auf einander einwirken sollen, so müssen die Längen a b und a i gerade so lang gemacht werden, als die Wege, durch welche die Einwirkung statt finden soll. Wird z. B. a b gleich $1\frac{1}{2}$ und a i gleich $1\frac{2}{3}$ Theilung gemacht, so erhält man eine Verzahnung, die durch $1\frac{1}{2} + 1\frac{2}{3}$ Theilungen wirkt.

27.

Innere Evolventen-Verzahnung. Fig. 3 Taf. III.

Wenn je zwei Zähne durch zwei Theilungen auf einander einwirken sollen, verfährt man wie folgt. Verzeichne die Theilkreise R und r, und am Mittelpunkt o des Getriebes einen Theilungswinkel a o b, ziehe b o, fälle von a aus den Perpendikel a f und verlängere denselben nach beiden Seiten, ziehe O g parallel mit o b und beschreibe mit den Halbmessern o f und O g die Kreise r_1 und R_1. Nun mache man a c = a f und verzeichne die Evolventen c d und c e, die durch Aufwicklung von f c und g c auf r_1 und R_1 entstehen, so sind c d und c e die krummlinigen Theile der Zähne. Für den freien Durchgang der Zähne wird an c d noch ein gerader radialer Theil d d_1, und an e c eine krummlinige Fortsetzung c c_1 angebracht. Sollen die Zähne durch einen Weg s vor, und durch einen Weg s_1 nach der Centrallinie auf einander wirken, so muss c a = s und a f = s_1 gemacht, im Uebrigen aber das gleiche Verfahren befolgt werden.

28.

Eigenschaften der Elvolventen-Verzahnung.

Die Evolventen-Verzahnung hat folgende praktisch-wichtige Eigenschaften:

1) Alle mit Evolventenzähnen versehenen Räder können, wenn sie nur gleiche Theilung haben, einander richtig bewegen.
2) Die Entfernung der Axen der Räder kann, unbeschadet des richtigen Eingriffs, vermindert oder vermehrt werden, die Dauer des richtigen Eingriffs wird jedoch dadurch geändert.
3) Evolventenzähne verursachen die geringste Reibung.
4) Evolventenzähne verändern am wenigsten ihre Form durch Abnutzung.
5) Räder mit Evolventenzähnen können auch zur Bewegung von Axen, die sich nicht schneiden und einen Winkel bilden, gebraucht werden.

6) Evolventenzähne sind geometrisch ähnlich, und können desshalb am leichtesten durch Maschinen richtig geschnitten werden.

7) Nachtheilige Eigenschaften sind keine bekannt.

Vermöge dieser Eigenschaften sollten die Evolventenzähne allgemein eingeführt werden.

29.

Allgemeine Verzahnung. Fig. 4 Taf. III.

Wenn der Zahn von einem der beiden Räder beliebig angenommen wird, kann die entsprechende Form des Zahnes des anderen Rades auf folgende Art gefunden werden. Es seien R r die Theilkreise, a n b ein beliebiger krummliniger Einschnitt, welcher die Form des Zahnes von r sein soll. Um die entsprechende Form des Zahnes von R zu erhalten, nehme man in a b einen beliebigen Punkt n an, ziehe die Normale n m, mache $\widehat{a\,m_1} = \widehat{a\,m}$, ziehe durch m_1 eine gerade Linie, welche den Kreis R unter dem gleichen Winkel schneidet, unter welchem r von n m geschnitten wird. und mache endlich $\overline{m_1\,n_1} = \overline{m\,n}$, so ist n_1 ein Punkt der gesuchten Zahnform. Dieses Verfahren auf mehrere Punkte der Kurve a b angewendet, gibt eine Reihe von Punkten der zu verzeichnenden Zahnkurve. Wie man zu verfahren hat, wenn $a\,n_1$ gegeben und a n gesucht wird, bedarf keiner Erklärung.

30.

Verzahnung der konischen Räder. Fig. 5 Taf. II.

Es seien C A und C a die Axen, C b e, C b f die Grundkegel, C b ihre gemeinschaftliche Berührungslinie. Errichtet man in b auf b C eine Senkrechte S b s, zieht S e und s f und denkt sich die Dreiecke e S b und b s f um C A und C a herum gedreht, so entstehen zwei neue Kegelflächen, und die Linien, in welchen die richtig geformten Zahnflächen geschnitten werden, stimmen annähernd mit den richtigen Formen der Zähne zweier Stirnräder überein, deren Halbmesser gleich S b und s b sind. Wenn man die Zähne nach Kreisbögen abrunden, demnach das in Nummer 25 angegebene Verfahren anwenden will, muss in den dort aufgestellten Formeln

$$n = \frac{S\,b}{s\,b} = \frac{i + \cos.\,\alpha}{i \cos\,\alpha + 1}\,i$$

gesetzt werden. Hier bedeutet:

$$i = \frac{b\,O}{b\,o} \text{ die Uebersetzungszahl,}$$

$$\alpha = \text{Winkel A C a.}$$

Stehen die Axen auf einander senkrecht, so ist $\alpha = 90^0$, und dann wird:

$$n = i^2.$$

31.

Die Schraube ohne Ende. Fig. 5, 6 Taf. III.

Bei einer Umdrehung der Schraube legt ein Punkt im Theilkreis des Rades einen Weg zurück der gleich ist der Höhe eines Schraubenganges. Die Anzahl der Theilungen, um welche das Rad bei einer Umdrehung der Schraube fortrückt, ist demnach gleich der Anzahl der Schraubengänge. Bei einer eingängigen Schraube rückt das Rad um eine Theilung weiter, wenn das Rad einmal um seine Axe gedreht wird. Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Rades, dividirt durch Anzahl der Schraubengänge. Die Stärke der Zähne wird nach der zu übertragenden Kraft bestimmt. Die Form der Zähne des Rades und der Gewinde der Schraube erklären Fig. 5 und 6. Fig. 5 ist ein Schnitt mit einer auf die Achse des Rades senkrecht stehenden und durch die Axe der Schraube gehenden Ebene. Die Schnittlinien m n p, m_1 n_1 p_1 sind wie bei einer Zahnstange, die durch ein Getriebe bewegt wird, zu verzeichnen. Die Schraube wird sowohl für die Verzeichnung als auch für die Ausführung am einfachsten, wenn man den krummen Theil $\widehat{nm}$ weglässt; in welchem Falle jedoch die Linie m_1 n_1 für mehr als eine Theilung construirt werden muss. Wenn die Anordnung zur Uebertragung einer grösseren Kraft dient, wird das Rad mit den Zähnen gegossen. Bei Schrauben ohne Ende, die zu genauen Führungen dienen, werden die Zähne in den metallenen Radkörper eingeschnitten, und die wahren Zahnformen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schraubengewinde durch die relative Bewegung gegen das Rad beschreiben.

Gerad - Führungen.

32.

Balancier mit Gegenlenker. Fig. 1 Taf. IV.

Wenn der Balancier und das Verbindungsstück gegeben sind, kann man den Gegenlenker auf folgende Art durch Construction finden. —

Verzeichne den Balancier in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, ziehe a_1 a_2, halbire a e und ziehe durch m eine auf a C senkrechte Linie y x, so ist diese die Mittellinie der Kolbenstange. Nun zeichne man das Verbindungsstück in der höchsten a_1 b_1 c_1, mittleren a b c, und tiefsten Stellung a_2 b_2 c_2, und zwar so, dass b b_1 b_2 in x y liegen. Sucht man endlich den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte c c_1 c_2 geht, so hat man den Drehungspunkt des Gegenlenkers, und o c = o c_1 = o c_2 ist die Länge desselben.

Setzt man a C = a, a b = b, b c = c, o c = r, $\widehat{a_1 C a} = \alpha$, so findet man die Länge des Gegenlenkers durch folgende Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left[a \frac{b}{c} \frac{\sin.^2 \alpha}{1 - \cos. \alpha} + a \frac{c}{b}(1 - \cos. \alpha)\right]$$

Wenn r und a gegeben und $\frac{b}{c}$ gesucht werden soll, hat man:

$$\frac{b}{c} = \frac{1 - \cos. \alpha}{\sin.^2 \alpha}\left[\frac{r}{a} + \sqrt{\left(\frac{r}{a}\right)^2 - \sin.^2 \alpha}\right]$$

Ist der Winkel α nicht grösser, als ungefähr 30°, so hat man auch annähernd:

$$r = a \frac{b}{c} \text{ oder: } \frac{b}{c} = \frac{r}{a}$$

33.

Das Watt'sche Parallelogramm für Landmaschinen. Fig. 2. Taf. IV.

Wenn der Balancier C b und die Abmessungen des Parallelogramms a b c d gegeben sind, findet man den Gegenlenker o d durch Construction, wie folgt.

Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte c_1 c c_2 in die Vertikallinie x y fallen, welche durch den Halbirungspunkt m von b n geht, und suche den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte d_1 d d_2 gezogen werden kann; dann ist o der Drehungspunkt und o d = o d_1 = o d_2 die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man C b = a, C a = b, o d = r, $\widehat{b_1 C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung des Gegenlenkers die Formel

$$r = \frac{1}{2}\left[\frac{b^2}{a - b} \frac{\sin.^2 \alpha}{1 - \cos. \alpha} + (a - b)(1 - \cos. \alpha)\right]$$

Wenn a und r gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a - b} \text{ und } b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + ar}.$$

Wenn a und $b + r = e$ gegeben und b, so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{ae}{a + e}, \quad r = \frac{e^2}{a + e}$$

Nebst dem Punkt c_1 wird auch jeder andere Punkt, z. B. f und g der Linie c_1 C geradlinig geführt, wenn man f und g durch Verbindungsstücke h i und $a_1 d_1$, die zu $c_1 b_1$ parallel sind, mit dem Parallelogramm in Zusammenhang bringt. Hiedurch ist also ein Mittel geboten, eine beliebige Anzahl von Kolbenstangen geradlinig zu führen.

34.

Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen. Fig. III. Taf. IV.

Ist der Balancier C b und das Parallelogramm gegeben, so findet man den Gegenlenker o d wie folgt. Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte e_1 e e_2 (die drei Stellungen der Traverse) in die durch den Halbirungspunkt m von b n gehenden Vertikallinien (Axe der Kolbenstange) fallen. Sucht man sodann den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte d d_1 d_2 gezogen werden kann, so ist o der Drehungspunkt, uud o d die Länge des Gegenlenkers.

Nennt man: $Cb = a$, $Ca = b$, $bc = c$, $be = d$, $od = r$, $\widehat{b_1 C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left[\frac{b^2}{\frac{c}{d}a - b}\,\frac{\sin.^2\alpha}{1 - \cos.\alpha} + \left(\frac{c}{d}a - b\right)(1 - \cos.\alpha)\right]$$

Annähernd ist auch:

$$r = \frac{b^2}{\frac{c}{d}a - b}$$

Wenn r, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b zu suchen wäre, hat man annähernd

$$b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + r\left(\frac{c}{d}\right)a}$$

Wenn b + r = e, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b so wie r zu suchen wäre, hat man annähernd:

$$b = \frac{a\,e\,\frac{c}{d}}{e + \frac{c}{d}\,a}, \quad r = \frac{e^2}{e + \frac{c}{d}\,a}$$

35.

Balancier ohne Drehungsaxe. Fig. 4, Taf. VI.

C c_1 eine um C drehbare Stütze. c_1 a_1 der Balancier, in welchem bei a_1 die geradlinig auf- und niedergehende Kolbenstange, und bei b_1 ein Gegenlenker, der sich um o dreht, eingehängt ist. Um den Gegenlenker durch Construction zu finden, zeichne man die Anordnung in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung und bestimme den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte b b_1 b_2 geht; dann ist o der Einhängspunkt, und b o die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $c_1\,a_1 = a$, $c_1\,b_1 = b$, $o\,b_1 = r$, $\widehat{a_1\,c_1\,o} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{1}{2}\left[\frac{b^2}{a-b}\,\frac{\sin.^2\alpha}{1-\cos.\alpha} + (a-b)\,(1-\cos.\alpha)\right]$$

Oder annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a-b}$$

Ist b + r = e und a gegeben, so findet man annähernd:

$$b = \frac{a\,e}{a+e}, \quad r = \frac{e_2}{a+e}$$

36.

Anmerkung.

Die Vorrichtungen Fig. 1, 2, 3, 4 bringen keine mathematisch genaue Geradführung hervor, der Fehler ist jedoch, wenn der Ablenkungswinkel α nicht mehr als 30° beträgt, von keinem merklichen Nachtheil.

ZWEITER ABSCHNITT.

Festigkeit der Materialien.

(In diesem Abschnitt sind alle Abmessungen in Centimetern ausgedrückt.)

37.

Absolute Festigkeit.

Wir nehmen als Maass der absoluten Festigkeit eines Materials die Kraft in Kilogrammen, welche im Stande ist, einen Stab von einem Quadrat-Centimeter Querschnitt zu zerreissen.

Nennt man:

$\mathfrak{A}$ die absolute Festigkeit eines Materials, aus welchem ein Stab von gleichem Querschnitt besteht,

a den Querschnitt des Stabes,

K die Kraft in Kilogrammen, welche das Abreissen des Stabes zu bewirken vermag,

so ist:

$$K = \mathfrak{A}\,a, \quad a = \frac{K}{\mathfrak{A}}, \quad \mathfrak{A} = \frac{K}{a}$$

Die Werthe von $\mathfrak{A}$ für die in der Praxis vorzugsweise angewendeten Materialien sind in der Tabelle Nr. 57 angegeben.

38.

Berechnung der Elastizitätsmomente verschiedener Querschnittsformen. Taf. V.

Das Elastizitätsmoment eines Querschnittes (d. h. die Summe der statischen Momente aller Spannungen und Pressungen, die in einem Querchnitt eines Stabes in Folge einer Biegung desselben

entstanden sind) wird gefunden, wenn man die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene Spannung der am stärksten ausgedehnten Fasern mit einem gewissen von den Querschnittsdimensionen abhängigen Ausdruck multiplizirt.

Nennt man:

M das Elastizitätsmoment eines Querschnittes in dem so eben angegebenen Sinn,

𝔅 die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Querschnitt vorkommt.

E den erwähnten von den Querschnittsdimensionen des Stabes abhängigen Ausdruck,

z die Entfernung der am stärksten gespannten Fasern von der (durch den Schwerpunkt des Querschnittes gehenden) neutralen Faser (d. h. von derjenigen Faser, in welcher weder Ausdehnung noch Zusammenpressung stattfindet),

so ist:

$$M = \mathfrak{B} E$$

Die Werthe von E und z für die verschiedenen Querschnittsformen, welche in der Anwendung gebraucht werden, sind auf Tafel V. zusammen gestellt. Dabei ist angenommen, dass oben Ausdehnung, unten Zusammendrückung stattfindet.

39.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Abbrechen.

In den folgenden Formeln bedeutet:

𝔅 die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Stab vorkommt,

𝔅 E das Elastizitätsmoment, welches dem Querschnitt entspricht, in welchem die grösste Spannung stattfindet; wobei für E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken zu setzen ist, welcher der Querschnittform des Stabes entspricht,

p das Gewicht des Stabes in Kilogrammen.

Es ist

a) wenn der Stab an dem einen Ende fest gehalten und am andern Ende belastet ist:

Fig. 5, Taf. IV. $\mathfrak{B} E = P l + \frac{1}{2} p l$

b) Wenn der Stab mit beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist:

Fig. 6, Taf. IV. $\mathfrak{B} E = P l + \frac{1}{4} p l$

c) wenn die Last 2 P um c und c_1 von den Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 7, Taf. IV.} \quad \mathfrak{B}\,E = \frac{c\,c_1}{l}\left(P + \frac{1}{4}\,p\right)$$

d) wenn in einer Entfernung c von jedem Unterstützungspunkte eine Last P wirkt:

$$\text{Fig. 8, Taf. IV.} \quad \mathfrak{B}\,E = P\,c + \frac{p\,l}{4}$$

e) wenn eine Last 2 P auf eine Länge 2 e auf dem Stab gleichförmig vertheilt ist, und der Schwerpunkt der Last um c und c_1 von den beiden Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 9, Taf. IV.} \quad \mathfrak{B}\,E = P\left(\frac{c\,c_1}{l} - \frac{e}{2}\right) + \frac{p}{4}\,\frac{c\,c_1}{l}$$

Will man vermittelst dieser Formeln die Last berechnen, bei welcher ein stabförmiger Körper abbricht, so muss in denselben für $\mathfrak{B}$ der Brechungs-Coeffizient gesetzt werden, welcher dem Materiale entspricht, aus welchem der Stab besteht. Will man hingegen die Querschnittsdimensionen berechnen, welche ein stabförmiger Körper erhalten muss, um mit Sicherheit eine gegebene Last tragen zu können, so muss man in jenen Formeln für $\mathfrak{B}$, je nach Umständen, den fünften, zehnten oder sogar nur den zwanzigsten Theil von dem Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen.

Für Maschinenconstructionen darf in der Regel nur der zehnte Theil dieses Coeffizienten genommen werden. Die Brechungs-Coeffizienten für die verschiedenen Materialien sind auf Tabelle Nr. 57 in der mit $\mathfrak{B}$ überschriebenen Vertikalcolumne zusammengestellt.

40.

Festigkeit der Körper gegen das Zerdrücken.

Wenn die Dimension eines Körpers nach der Richtung des Druckes klein ist, im Vergleich zu den darauf senkrechten Abmessungen, so ist die Kraft, welche das Zerdrücken des Körpers bewirkt, unabhängig von der Länge und proportional dem Querschnitt. Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen das Zerdrücken ist aber so gross, dass eine Berechnung der Querschnitte im Maschinenbau nie nothwendig ist.

41.

Rückwirkende Festigkeit langer stabförmiger Körper. Fig. 10, Taf. IV.

Nennt man:

l die Länge des Stabes;
P diejenige Belastung, bei welcher der Stab eine bleibende Biegung annimmt;
k die auf die Biegungslinie des Stabes senkrechte Dimension seines Querschnittes;
ε den Modulus der Elasticität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tafel Nummer 57;
E denjenigen von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;
π = 3·142 die *Ludolph*'sche Zahl;

so ist für einen Stab, der sich in allen seinen Theilen frei biegen kann, und nach seiner Länge gedrückt wird:

a) für jede Querschnittsform

$$P = \frac{\varepsilon}{2} \pi^2 E \frac{k}{l^2}$$

b) für einen cylindrischen Stab von dem Durchmesser d

$$P = \frac{\varepsilon}{16} \pi^2 \left(\frac{d}{l}\right)^2 \cdot \left(\frac{d^2 \pi}{4}\right)$$

c) für einen hohlen cylindrischen Stab, d der äussere, d_1 der innere Durchmesser:

$$P = \frac{\varepsilon}{16} \cdot \pi^2 \cdot \frac{d^2 + d_1^2}{l^2} \cdot (d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} = \frac{\varepsilon}{64} \cdot \pi^3 \frac{d^4 - d_1^4}{l^2}$$

d) für einen Stab mit rechtwinklichem Querschnitt:

$$P = \frac{\varepsilon}{12} \cdot \pi^2 \cdot \frac{b h^3}{l^2}$$

wobei h die kleinere, b die grössere Querschnitts-Dimension des Stabes bezeichnet.

Bei den Maschinen sind die auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Theile so stark gemacht, dass erst bei einer Last, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher sie wirklich zu widerstehen haben, eine bleibende Biegung eintreten würde. Wenn man also mit den so eben aufgestellten Formeln mit der Praxis übereinstimmende Dimensionen erhalten will, so muss in



denselben für P eine Last in Rechnung gebracht werden, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher der Körper wirklich ausgesetzt ist.

42.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Verwinden.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogrammen, welche das Verwinden bewirkt;

R in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem P wirkt;

T ein von der Natur des Materials, aus welchem der Stab besteht, abhängiger Coeffizient, durch welchen die an der Oberfläche des verwundenen Stabes statt findende grösste Spannung der Fasern gemessen wird; so ist:

a) für cylindrische Stäbe vom Durchmesser d:

$$PR = T \cdot \frac{\pi}{16} d^3$$

b) für quadratische Stäbe, b Seite des Quadrates:

$$PR = T \frac{b^3}{3\sqrt{2}}$$

c) für parallelepipedische Stäbe (b h, Dimensionen des Querschnittes):

$$PR = T \frac{b^2 h^2}{3\sqrt{b^2 + h^2}}$$

Will man mit diesen Formeln das statische Moment berechnen, welches erforderlich ist, um einen Stab abzuwinden, so muss für T der dem Materiale entsprechende Werth der Tabelle Nummer 57 in Rechnung gebracht werden. — Will man dagegen vermittelst obiger Formeln die Dimensionen von Axen oder Wellen so bestimmen, dass sie mit Sicherheit einem gegebenen Torsionsmoment zu widerstehen vermögen, so darf man für T nur den zehnten, zwanzigsten oder dreissigsten Theil der Coeffizienten in Rechnung bringen, welche die Tabelle Nummer 57 enthält

43.

Dicke cylindrischer und kugelförmiger Gefässwände.

Es sei

D der innere Durchmesser in Centimetern eines cylindrischen oder kugelförmigen Gefässes,

δ die Wanddicke desselben in Centimetern,
p_0 die Pressung der Flüssigkeit im Innern des Gefässes auf einen Quadrat-Centimeter,
p_1 die Pressung des äusseren Mediums gegen einen Quadrat-Centimeter der äusseren Fläche des Gefässes,
$\mathfrak{A}$ die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene Spannung, welche an der innern Fläche des Gefässes eintreten darf,
so hat man zur Bestimmnng der Wanddicke folgende Regeln.

a) für cylindrische Gefässe:

1) genau $$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt{\frac{\mathfrak{A} + p_0}{\mathfrak{A} + 2p_1 - p_0}} - 1\right]$$

2) annähernd $$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0 - p_1}{\mathfrak{A} + 2p_1 - p_0}\right)$$

b) für kugelförmige Gefässe:

1) genau $$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt[3]{\frac{2(\mathfrak{A} + p_0)}{2\mathfrak{A} + 3p_1 - p_0}} - 1\right]$$

2) annähernd $$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0 - p_1}{2\mathfrak{A} + 3p_1 - p_0}\right)$$

Um eine Metalldicke so zu bestimmen, dass ein Gefäss mit Sicherheit einem innern Druck zu widerstehen vermag, muss man in diesen Formeln einen aliquoten Theil von dem Coeffizienten der absoluten Festigkeit des Materials in Rechnung bringen.

44.

Ausdehnung und Zusammendrückung von Stäben.

Nennt man:
l die natürliche Länge eines Stabes;
a den Querschnitt desselben;
P die ausdehnende oder zusammendrückende Kraft in Kilogrammen;
e die durch P hervorgebrachte Verlängerung oder Verkürzung des Stabes;
ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57), d. h. die Kraft, welche nothwendig wäre, um einen Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt noch einmal so lang oder noch einmal so kurz zu machen, als er ursprünglich im natürlichen Zustand ist;



so ist, wenigstens für nicht zu starke Ausdehnungen oder Zusammenpressungen,

$$e = \frac{P}{a}\frac{l}{\varepsilon}, \quad \frac{P}{a} = \varepsilon\frac{e}{l}$$

Biegung stabförmiger Körper.

45.

Biegung eines Stabes, der an dem einen Ende gehalten und am andern Ende belastet ist. Fig. 11, Taf. IV.

Es sei:

P die Belastung am freien Fnde des Stabes;
l die ganze Länge des Stabes;
f die Senkung des freien Endes;
α der Winkel, den die an das Ende des Stabes gezogene Tangente mit der ursprünglichen Richtung desselben bildet;
ε der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;
E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;
$x = Cn, y = mn$ die Coordinaten irgend eines Punktes der durch die Belastung krumm gewordenen neutralen Faser;
z die Entfernung der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser.

Dies vorausgesetzt, ist, wenn das Gewicht des Stabes vernachlässigt wird:

$$y = \frac{P}{2\varepsilon E z}\left(l^2 x - \frac{1}{3}x^3\right)$$

$$f = \frac{1}{3}\frac{P l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\text{tang.}\ \alpha = \frac{P l^2}{2\varepsilon E z} = \frac{3}{2}\frac{f}{l}$$

46.

Biegung eines auf zwei Stützen liegenden in der Mitte belasteten Stabes. Fig. 12, Taf. IV.

Es sei:

2 l die ganze Länge des Stabes;
2 P die Belastung;

E, ε, z, wie im vorhergehenden Fall;
$f = CD$ die Senkung der neutralen Faser in der Mitte;
$Bn = x$, $mn = y$ die Coordinaten eines beliebigen Punktes der gebogenen neutralen Faser;
α der Winkel, den die zu A und B gezogenen Tangenten gegen A B bilden.

Diess vorausgesetzt, ist:

$$y = \frac{P}{2 \varepsilon E z} \left(l^2 x - \frac{1}{3} x^3\right)$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\text{tang.}\, \alpha = \frac{P l^2}{2 \varepsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}$$

47.

Biegung eines Stabes, der auf zwei Stützpunkte gelegt und durch eine Kraft 2 P *belastet ist, deren Angriffspunkt von den Stützpunkten um* c *und* c_1 *entfernt ist.* Fig 13, Taf. IV.

Es sei:
2 P die Last;
2 l die Entfernung der Stützpunkte;
c, c_1 die Entfernung der Last von den Stützpunkten;
E, ε, z, wie in Nr. 45;
$Bn_1 = x_1$, $m_1 n_1 = y_1$. Coordinaten eines Punktes m_1 zwischen B und C:
$An = x$, $mn = y$ Coordinaten eines Punktes m zwischen A und C;
$f = DC$ die Senkung der neutralen Faser bei C;
$\alpha \alpha_1$ die Neigungen der neutralen Faser bei A und B gegen A B.

Wenn das eigene Gewicht des Stabes nicht berücksichtigt wird, hat man:

$$y = \frac{P}{E \varepsilon z} \cdot \frac{c_1}{6 l} \left[c\,(2 c_1 + c)\, x - x^3\right]$$

$$y_1 = \frac{P}{E \varepsilon z} \cdot \frac{c}{6 l} \left[c_1 (2 c + c_1)\, x_1 - x_1^3\right]$$

$$f = \frac{P}{E \varepsilon z} \cdot \frac{c^2 c_1^2}{3 l}$$



$$\text{tang.}\,\alpha = \frac{P}{E\varepsilon z} \cdot \frac{c c_1 (2 c_1 + c)}{6 l}$$

$$\text{tang.}\,\alpha_1 = \frac{P}{E\varepsilon z} \frac{c c_1 (2 c + c_1)}{6 l}$$

Wenn $c > c_1$ ist, wird die Tangente an die Kurve parallel mit AB für

$$x = \sqrt{\frac{1}{3} c (2 c_1 + c)}$$

und die entsprechende Senkung ist:

$$y = \frac{P}{E\varepsilon z} \frac{c_1}{l} \cdot \frac{1}{9\sqrt{3}} \left[c\,(2 c_1 + c)\right]^{\frac{3}{2}}$$

48.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 14, Taf. IV.

Das Ende A frei und mit P belastet. Das Ende B befestiget. Auf der ganzen Länge eine Last P_1 gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 45, $An = x$, $mn = y$.

$$y = \frac{1}{E\varepsilon z}\left[\frac{1}{2} l^2 \left(P + \frac{1}{3} P_1\right) x - \frac{1}{6} P x^3 - \frac{1}{24} P_1 \frac{x^4}{l}\right]$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{l^3 (P + \frac{3}{8} P_1)}{E\varepsilon z}$$

$$\text{tang.}\,\alpha = \frac{l^2 (P + \frac{1}{3} P_1)}{2\varepsilon E z}$$

49.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 15, Taf. IV.

Der Stab liege bei A und B auf Stützpunkten, in der Mitte hänge eine Last 2 P, und auf seiner ganzen Länge sei eine Last 2 P_1 gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 46, $An = x$, $mn = y$.

$$y = \frac{1}{2 E \varepsilon z} \left[l^2 \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right) x - \frac{1}{3} (P + P_1) x^3 + \frac{1}{12} P_1 \frac{x^4}{l} \right]$$

$$f = \frac{l^3}{2 E \varepsilon z} \left(\frac{2}{3} P + \frac{5}{12} P_1 \right)$$

$$\text{tang. } \alpha = \frac{l^2}{2 E \varepsilon z} \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right)$$

50.

Berechnung des Torsionswinkels stabförmiger Körper.

Nennt man:

M das statische Moment der Kraft, durch welche ein Stab gedreht wird (die Kraft in Kilogrammen, den Hebelarm, an welchem sie wirkt, in Centimetern ausgedrückt);

l die Länge des Stabes in Centimetern;

Θ den in Graden ausgedrückten Torsionswinkel;

G das statische Moment der Kraft, welches ein cylindrischer Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt und von 1 Centimeter Länge um 360° zu drehen vermag;

so ist:

a) für cylindrische Stäbe (Durchmesser = d)

$$\Theta^0 = 16 \frac{M}{G} l \frac{360^0}{d^4 \pi^2}$$

b) für einen quadratischen Stab (a Seite des Quadrats)

$$\Theta^0 = 6 \frac{M}{G} l \frac{180}{a^4 \pi}$$

c) für einen parallelepipedischen Stab (a, b Seiten des Querschnittes)

$$\Theta^0 = 3 \frac{M}{G} l \frac{b^2 + a^2}{b^3 a^3} \frac{180}{\pi}$$

Die Werthe von G sind gleich 0·4 ε und befinden sich in der Tabelle Nr. 57 zusammengestellt.



Körperformen von gleicher Festigkeit.

51.

Körper von gleicher absoluter Festigkeit.

Kurze Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie ausdehnenden Kraft nicht gross ist, erhalten nach ihrer ganzen Ausdehnung gleiche Festigkeit gegen das Abreissen, wenn 1) alle Querschnitte gleiche Grösse haben, 2) wenn die aufeinander folgenden Querschnitte sowohl hinsichtlich ihrer Form als auch hinsichtlich ihrer Stellung stätig in einander übergehen oder vollkommen übereinstimmen. Sehr lange Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie dehnenden Kraft bedeutend gross ist, erhalten in allen Querschnitten gleiche Festigkeit, wenn sie nach folgender Regel geformt werden.

Nennt man Fig. 16 Taf. IV.

P die an den Stab gehängte Last;

γ das Gewicht von 1 Cubik-Centimeter des Materials, aus welchem der Stab besteht;

$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quadrat-Centimeter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes herrschen soll;

$e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;

Ω den Querschnitt des Stabes in einer Höhe x oberhalb seines unteren Endes;

so hat man zur Bestimmung der Form des Stabes die Gleichung:

$$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{A}} e^{\frac{\gamma}{\mathfrak{A}} x}$$

52.

Körper von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen.

Bei den folgenden Körperformen von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen wird das eine Ende befestigt, das andere Ende frei und belastet angenommen. Das Gewicht des Körpers wird vernachlässigt.

Fig. 1 Tafel VI. Breite des Körpers überall gleich b. Höhe des Körper an der Befestigungsstelle $B C = h$. Zur Bestimmung von h hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} b \, . h^2$$

Die Linie C m A ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann, wenn einmal die Dimensionen bekannt sind.

Fig. 2 Tafel VI. Breite des Körpers überall gleich b. Zur Bestimmung der Höhe $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} b h^2$$

Die krumme Linie $B A B_1$ ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann.

Fig. 3 und Fig. 4 Tafel VI. sind zwei Körper, die annähernd eine gleiche Festigkeit darbieten. Die Breite ist bei jedem derselben überall gleich b. Zur Bestimmung von b und $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} . b h^2$$

Für den Querschnitt am freien Ende ist zu nehmen:

$$A A_1 = \frac{1}{2} h$$

$$\text{Breite} = b$$

Fig. 5 Tafel VI. Alle Querschnitte sind geometrisch-ähnliche Rechtecke. Zur Bestimmung der Form des Körpers hat man:

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} b h^2, \quad y = h \sqrt[3]{\frac{x}{l}}, \quad z = b \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Die Linien $B_1 A B$ und $D A D_1$ sind kubische Parabeln.

Fig. 6 Taf. VI. ist eine Annäherungsform an den vorhergehenden Körper. Zur Bestimmung von $D D_1 = b$ und $B B_1 = h$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\mathfrak{B}}{6} b h^2$$

Die Querschnittsformen des freien Endes sind:

$$A A_1 = \frac{2}{3} h \quad E E_1 = \frac{2}{3} b$$

Fig. 7 Tafel VI. ist ein Rotationskörper von gleicher Festigkeit. Zur Bestimmung des Durchmessers $B B_1 = d$ hat man die Gleichung

$$P l = \frac{\pi}{32} \mathfrak{B} d^3$$

Die Linie $B A B_1$, durch deren Umdrehung die Rotationsfläche entsteht, ist eine kubische Parabel, und es ist:

$$y = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Fig. 8 Tafel VI ist ein abgestumpfter Kegel, welcher eine Annäherung an die vorhergehende Form bildet, wenn man nimmt: $A A_1 = \frac{2}{3} B B_1$.

53.

Körper von gleicher rückwirkender Festigkeit.

Fig. 17 Tafel IV. werden auf folgende Art erhalten: Man bestimme nach Nr. 41 den mittleren Querschnitt des Körpers. Ist h irgend eine Dimension desselben, so findet man die analoge Dimension in einem beliebigen Querschnitt, welcher von dem Ende des Stabes um x entfernt ist, durch folgenden Ausdruck:

$$\frac{x}{l} = \frac{2}{\pi}\left[\text{Arc. sin.} \frac{z}{h} - \frac{z}{h}\sqrt{1-\left(\frac{z}{h}\right)^2}\right]$$

Annähernd erhält man Körperformen von gleicher rückwirkender Festigkeit, wenn man an den Enden Querschnitte annimmt, die mit dem mittleren geometrisch ähnlich, aber im Verhältniss 7 : 10 linear kleiner sind, und sodann die zusammengehörigen Punkte der drei Querschnitte durch schwach gekrümmte Linien verbindet.

54.

Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen. Taf. V.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche respektive Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32}\, 6 \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für $\frac{h}{b}$ =	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird $\frac{h}{d}$ =	0·581	0·617	0·665	0·732	0·778	0·838	0·905	0·964	1·056	1·139	1·215
und $\frac{b}{d}$ =	1·743	1·542	1·330	1·098	0·972	0·838	0·724	0·643	0·528	0·456	0·405

Ein runder und ein ellyptischer Querschnitt haben gleiche respektive Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\left(\frac{h}{b}\right)}$$

für $\frac{h}{b}$ =	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird $\frac{h}{d}$ =	0·693	0·736	0·794	0·873	0·928	1	1·080	1·150	1·260	1·360	1·450
und $\frac{b}{d}$ =	2·079	1·840	1·588	1·309	1·160	1	0·864	0·766	0·630	0·544	0·483

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{\pi}{32} 6 \left(\frac{h}{b}\right)}$$

für $\frac{h}{b}$ =	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d}$ =	0·586	0·619	0·664	0·737	0·790	0·816	0·876
und $\frac{b}{d}$ =	3·430	2·476	1·992	1·474	1·185	1·088	0·876

Ein runder und ein ellyptischer Querschnitt haben gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{h}{b}}$$

für $\frac{h}{b}$ =	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d}$ =	0·667	0·707	0·758	0·841	0·903	0·931	1

Ein runder und ein quadratischer Querschnitt haben einerlei Torsions-Festigkeit, wenn:

$$d = b \sqrt[3]{\frac{16}{3 \,.\, 3{\cdot}14 \sqrt{2}}} = 1{\cdot}06\, b, \quad b = 0{\cdot}943\, d$$

55.

Wirkungsgrössen, welche zur Ausdehnung, Zusammenpressung, Biegung und Drehung von stabförmigen Körpern nothwendig sind.

a. Ausdehnung oder Zusammenpressung.

Es sei:

V das Volumen des Stabes in Kubikcentimetern;

l die Länge des Stabes in Centimetern;

Ω der Querschnitt des Stabes in Quadratcentimetern;

ε der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;

λ die Ausdehnung oder Zusammenpressung (Verlängerung oder Verkürzung) des Stabes in Centimetern;

$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quadrat-Centimeter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes eintritt, wenn derselbe um λ gedehnt worden ist;

W die Wirkungsgrösse in Kilogr.-Centimeter, welche dieser Ausdehnung entspricht, so ist:

$$W = \frac{\Omega\varepsilon}{2}\frac{\lambda^2}{l}$$

$$\text{oder auch } W = \frac{1}{2}\,.\,V\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$$

Kilogramm-Centimeter

Setzt man in den letzten dieser Ausdrücke für $\mathfrak{A}$ den Coefficienten für die absolute Festigkeit des Materials, aus welchem der Stab besteht, so erhält man die Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab bis zum Abreissen auszudehnen. Diese Wirkungsgrösse ist proportional: 1) dem Volumen des Stabes; 2) dem Quadrat der absoluten Festigkeit und 3) umgekehrt proportional dem Modulus der Elastizität.

Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen Wirkungsgrössen muss nach dem Quotienten $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ beurtheilt werden. Die Werthe desselben sind in Tabelle Nr. 57 enthalten.

b. Biegung der Stäbe.

Nennt man:

E denjenigen von den auf Taf. V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht;

z den Abstand der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser;

l die ganze Länge des Stabes;
$\mathfrak{B}$ die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung, welche in dem Stab vorkommt;
ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht;
V das Volumen des Stabes;
W die Wirkungsgrösse in Kilogramm-Centimetern, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu biegen, dass die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung gleich $\mathfrak{B}$ wird,
so ist:

$$W = \frac{1}{6} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \frac{E l}{z}$$

und dieser Ausdruck gilt sowohl für den Fall, wenn der Stab an dem einen Ende befestigt ist und die biegende Kraft auf das andere freie Ende einwirkt, als auch dann, wenn der Stab auf zwei Unterstützungspunkten liegt und die biegende Kraft auf irgend einen dazwischenliegenden Punkt wirksam ist.

Für die einfacheren Querschnittsformen wird $\frac{E l}{z}$ dem Volumen des Stabes proportional und man findet:

a) Für einen Stab mit rechteckigem Querschnitt:

$$W = \frac{1}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

b) Für einen massiven cylindrischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \cdot \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \cdot V$$

c) Für einen ellyptischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} . V$$

d) Für einen dreikantigen Stab:

$$W = \frac{1}{12} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

Die Werthe von $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$ welche dem Bruch durch Biegung entsprechen, sind in Tabelle 57 zusammengestellt.

c. Drehung der Stäbe.

Nennt man:

V das Volumen eines quadratischen oder runden Stabes;

G den Modulus der Elastizität für Drehung und für das Material, aus welchem der Stab besteht. Tabelle Nr. 57;

T die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche an der Oberfläche des Stabes in Folge einer Verwindung desselben eintritt. Tabelle Nr. 57;

W die in Kilogramm-Centimetern ausgedrückte Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu verwinden, bis die Spannung T eintritt, so ist:

a) für cylindriche Stäbe:

$$W = \frac{1}{4} \frac{T^2}{G} . V$$

b) für quadratische oder rechteckige Stäbe:

$$W = \frac{1}{6} \frac{T^2}{G} . V$$

Die Werthe von $\frac{T^2}{G}$, welche dem Reissen der Fasern an der Oberfläche entsprechen, sind in der Tabelle Nr. 57 enthalten.

56.

Bemerkung.

Aus den in vorhergehender Nummer zusammengestellten Resultaten ersieht man, dass die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Wirkungsgrössen, also auch gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, bei allen einfacheren Körperformen dem Volumen proportional ist, dass es also nur auf dieses Letztere und nicht auf die einzelnen Dimensionen ankommt. Zwei Stäbe z. B., die aus einerlei Material bestehen und gleich grosse Volumen haben, gewähren einerlei Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, wie auch sonst die Dimensionen der Stäbe beschaffen sein mögen. Genau ist jedoch dieses Gesetz (welches für den Bau der Maschinen, die lebendigen Kräften zu widerstehen haben, von bedeutender Wichtigkeit ist) nur dann, wenn die Formänderungen der Körper nicht zu rapid erfolgen, so dass die Einwirkung der lebendigen Kraft Zeit findet, sich über den ganzen Körper zu verbreiten.

57.

Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität derjenigen Materialien, welche im Maschinenbau vorzugsweise verwendet werden.

Columne $\mathfrak{A}$ Coeffizienten für die absolute Festigkeit per 1 Quadrat-Centimeter.

Columne $\mathfrak{B}$ Brechungs-Coeffizienten per 1 Quadrat-Centimeter.

Columne T Coeffizienten für den Bruch durch Abwinden.

Columne ε Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Ausdehnung, Zusammenpressung und Biegung der Körper.

Columne G Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Torsion von Stäben.

Columne $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abreissen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abbrechen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{T^2}{G}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abwinden von Stäben erforderlich sind.

Die Coeffizienten sind sämmtlich die mittleren Werthe der zahlreichen Versuchsresultate über die Festigkeit der Materialien.

Zu Nr. 57.

Zusammenstellung der Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Material.	$\mathfrak{A}$	$\mathfrak{B}$	T	ε	G	$\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$	$\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$	$\frac{T^2}{G}$
Eichenholz . .	720	700	280	120000	48000	4·3	4	1·6
Eschenholz . .	1195	900	478	112000	44800	13	7·2	5·1
Tannenholz. .	854	600	240	100000	40000	7·2	3·6	1·44
Buchenholz . .	803	720	321	93000	37200	6·9	5·6	2·8
Schmiedeisen (dünn)	4350	7000	7000	2500000	1000000	7·4	20	47
Schmiedeisen, dickere Stäbe	3300	4000	4500	1500000	600000	7·2	10·6	33·7
Eisendrath . .	7000	—	—	1800000	720000	27		
Gusseisen. . .	1000 1300	3000	3000	1000000	400000	1·0 1·7	9	22·5
Gussstahl . . .	10000	—	10000	2400000	960000	40	—	104
Stahl, mittlere Qualität . . .	7500	—	7500	3000000	1200000	18	—	46·8
Stahl, ordinäre Qualität . . .	3600	—	3600	2000000	800000	6	—	16
Kanonenmetall	2600	—	2300	700000	360000	10	—	14·7
Kupfer, gehämmert	2500	—	—	1310000	—	5	—	—
Kupfer, gegossen	1300	—	2000	—	—	—	—	—
Messing. . . .	1300	2270	2100	645000	258000	2·6	7·9	17·1
Zinn	333	—	658	320000	—	—	—	—
Blei	128	—	458	540000	—	0·03	—	—
Zink	199	—	—	—	—	—	—	—
Glas	248	—	—	9000	—	7·0	—	—
Kalbleder. . .	129	—	—	391	—	43	—	—
Gegerbtes Schafleder. .	110	—	—	381	—	32	—	—
Weisses Rossleder	272	—	—	748	—	99	—	—
Dünnes Rossleder	218	—	—	476	—	100	—	—
Corduan Rossleder	114	—	—	252	—	51	—	—
Kuhleder . . .	271	—	—	683	—	108	—	—
Hanfseile . . .	510	—	—	—	—	—	—	—

DRITTER ABSCHNITT.

Construction der Maschinentheile.

(Alle Dimensionen sind in Centimetern zu verstehen.)

58.

Hanf-Seile.

Diese sollen nicht mehr als bis auf den fünften Theil ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden. Unter dieser Voraussetzung findet man den Durchmesser d in Centimetern eines Seiles, das mit Sicherheit eine Last P Kilogramm trägt, durch folgende Formeln:

$$d = 0{\cdot}113 \sqrt{P}$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind.

P Kilogr.	d Centimet.	P Kilogr.	d Centimet.
28	0·6	702	3·0
50	0·8	798	3·2
78	1·0	902	3·4
112	1·2	1010	3·6
153	1·4	1125	3·8
200	1·6	1248	4·0
252	1·8	1376	4·2
312	2·0	1509	4·4
377	2·2	1650	4·6
449	2·4	1797	4·8
527	2·6	1950	5·0
610	2·8	2109	5·2

59.

Draht-Seile.

Drahtseile dürfen in der Regel bis auf $\frac{1}{5}$ ihrer absoluten Festigkeit also mit $\frac{7000}{5} = 1400$ Kilogramm per 1 Quadrat-Centimeter in Anspruch genommen werden.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Drahtes,
i die Anzahl der Drähte, welche das Seil bilden,
d den Durchmesser des Seiles,
$\mathfrak{A} = 1400$ Kilogramm die Kraft, mit welcher 1 Quadrat-Centimeter des Materials gespannt werden darf,
P die Spannung, welcher das Seil mit fünffacher Sicherheit widerstehen soll, so ist

$$\delta = \sqrt{\frac{4\,P}{i\,\pi\,\mathfrak{A}}}$$

Für die gewöhnlichen Fälle ist zu setzen:

$$i = 36 \quad \mathfrak{A} = 1400$$

und dann wird:

$$\delta = \frac{1}{200}\sqrt{P} \qquad d = 10\,\delta = \frac{1}{20}\sqrt{P}$$

Man darf daher den Durchmesser der Draht-Seile halb so gross nehmen, als jenen der Hanfseile, wenn beide gleich stark in Anspruch genommen werden sollen.

60.

Ketten. Fig. 9 und 10, Taf. VI.

Die absolute Festigkeit ist:
für gewöhnliche ovale Kettenglieder gleich . . . 2400 Kilogr.
„ Kettenglieder mit verstärkenden Querverbindungen 3200 „

Bei vorsichtigem Gebrauche dürfen die Ketten bis auf $\frac{1}{3}$ ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden, und dann findet man den Diameter d des Ketteneisens einer Kette, die eine Last P mit dreifacher Sicherheit tragen kann, durch folgende Formel:

$$d = 0{\cdot}028\,\sqrt{P}$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von d und P, so wie auch alle übrigen Dimensionen der Kettenringe.

P Kilogr.	d Centim.	1·5 d Centim.	2·6 d Centim.	3·5 d Centim.	4·6 d Centim.	Gewicht per 1 Meter Länge. Kilogr.
319	0·5	0·75	1·30	1·75	2·30	0·54
459	0·6	0·90	1·56	2·10	2·76	0·78
625	0·7	1·05	1·82	2·45	3·22	1·06
816	0·8	1·20	2·08	2·80	3·68	1·38
1033	0·9	1·35	2·34	3·15	4·14	1·75
1275	1·0	1·50	2·60	3·50	4·60	2·16
1543	1·1	1·65	2·86	3·85	5·06	2·61
1836	1·2	1·80	3·12	4·20	5·52	3·11
2154	1·3	1·95	3·38	4·55	5·98	3·65
2499	1·4	2·10	3·64	4·90	6·44	4·23
2869	1·5	2·25	3·90	5·25	6·90	4·86
3264	1·6	2·40	4·16	5·60	7·36	5·53
3685	1·7	2·55	4·42	5·95	7·82	6·24
4131	1·8	2·70	4·68	6·30	8·28	7·00
4603	1·9	2·85	4·94	6·65	8·74	7·79
5100	2·0	3·00	5·20	7·00	9·20	8·64
5625	2·1	3·15	5·46	7·35	9·66	9·53
6162	2·2	3·30	5·72	7·70	10·12	10·45

61.

Schrauben zur Befestigung. Taf. VI, Fig. 11 und Fig. 12.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogrammen, welche ein Schraubenbolzen abzureissen strebt,

d den Durchmesser des Schraubenbolzens,

d_1 den inneren Gewinddurchmesser,

D_1 die Schlüsselweite oder den Durchmesser des Kreises, welcher dem Grundriss der Schraubenmutter angeschrieben werden kann,



h die Höhe der Mutter,
n die Anzahl der Gewinde, welche auf einer Länge gleich d vorkommen sollen,

so hat man zur Bestimmung der Dimensionen der Schraube folgende Regeln:

a) für Schrauben mit scharfen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P}$$

$$n = \sqrt[3]{48 + 168\,d}$$

$$d_1 = \frac{n-2}{n}\,d$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\,d$$

$$h = \frac{2}{3} D_1 = 0{\cdot}33 + 0{\cdot}9\,d$$

b) für Schrauben mit flachen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P}$$

$$n = \frac{1}{2} \sqrt[3]{48 + 168\,d}$$

$$d_1 = \frac{n-1}{n}\,d$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\,d$$

$$h = D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\,d$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

P	d	n		d_1	D_1	h	
		∧∧∧	⊓⊓⊓			∧∧∧	⊓⊓⊓
81	1·1	5·6	2·5	0·60	1·90	1·30	1·90
110	1·2	6·3	3·1	0·82	2·18	1·45	2·18
157	1·4	6·6	3·3	0·98	2·46	1·61	2·46
210	1·6	6·8	3·4	1·13	2·74	1·83	2·74
260	1·8	7·0	3·5	1·30	3·02	2·01	3·02
325	2·0	7·3	3·6	1·45	3·30	2·20	3·30
465	2·4	7·7	3·8	1·78	3·86	2·57	3·86
630	2·8	8·0	4·0	2·10	4·38	2·92	4·38
830	3·2	8·4	4·2	2·43	4·94	3·30	4·94
1040	3·6	8·7	4·4	2·77	5·50	3·70	5·50
1300	4·0	9·0	4·5	3·11	6·06	4·04	6·06
1560	4·4	9·2	4·6	3·43	6·62	4·41	6·62
1860	4·8	9·5	4·7	3·79	7·18	4·79	7·18
2180	5·2	9·7	4·8	4·12	7·74	5·15	7·74
2540	5·6	10·0	5·0	4·48	8·30	5·50	8·30
2916	6·0	10·2	5·1	4·82	8·86	5·91	8·86

Zur Verzeichnung der Schrauben in kleinem Maassstab darf man folgende mittlere Verhältnisse wählen:

n Anzahl der Gewinde auf den Durchmesser	8
d_1 innerer Durchmsser des Gewindes	$\frac{3}{4}$ d
h Höhe der Mutter	d
D_1 Schlüsselweite	$\frac{3}{2}$ d
Halbmesser der Kugelwölbung	3 d
Halbmesser der Abrundungen am sechsseitigen Prisma	$\frac{3}{2}$ d

62.

Darstellungen verschiedener Verbindungen vermittelst Schrauben.

Taf. VII.

Fig. 1. Fundamentschraube.
Fig. 2. Eingelegte Ankerschraube.
Fig. 3 Schraube zur Verbindung dreier Körper.



Fig. 4. Schraube, deren Bolzen an einem Zapfen steckt.
Fig. 5. Schraube, deren Bolzen durch einen Keil gehalten wird.
Fig. 6. Schraube mit viereckigen Bolzen.
Fig. 7. Schraube mit einem Bolzen, der in Metall eingeschraubt wird.
Fig. 8. Schraube mit versenktem Bolzenkopf.
Fig. 9. Schraube, deren Bolzen mit einer die Drehung desselben verhindernden Nase versehen ist.
Fig. 10. Schraube, deren Bolzen in einem Stein eingelassen ist.

Taf. VIII.

Fig. 1. Schraubenverbindung mit Ueberplattung.
Fig. 2. Verbindung der Arme eines Schwungrades m. d. Schwungring.
Fig. 3. Verbindung der Arme mit dem Ring eines Rades.
Fig. 4. Verbindung durch Ueberplattung mit Einlegscheiben.
Fig. 5, 6, 7, 8. Verbindungen an gusseisernen Gefässen

63.

Nieten zur Verbindung der Bleche.

A) Einfache Vernietung zweier Bleche. Tab. IX, Fig. 1.

Nennt man Fig. 1, Taf. IX.

δ die Dicke des Bleches,
d den Durchmesser des Nietbolzen,
e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar aufeinander folgenden Nieten,
e_1 die Enfernung des Bolzenumfanges vom Rand des Bleches,
f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,

so erhält die Vernietung in allen Theilen gleiche Festigkeit, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

$$\frac{e_1}{\delta} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2$$

und dann ist noch

$$f = 1 + \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{\delta}{d}\right)$$

für $\frac{d}{\delta}$ =	1	1.5	2	2·5	3	wird
f =	2·27	1·85	1·64	1·51	1·42	
$\frac{e}{\delta}$ =	1·78	3·26	5·14	7 41	10·06	
$\frac{e_1}{\delta}$ =	0·39	0·88	1·56	2·44	3·51	

Dicke und weitgestellte Nieten geben, wie man sieht, eine grössere Festigkeit, als dünne und enggestellte.

Für Kesselvernietungen, die nicht allein Festigkeit, sondern auch dichten Verschluss gewähren sollen, ist zu nehmen:

Durchmesser des Nietbolzens	$2\ \delta$
Entfernung der Nieten von Mittel auf Mittel	$5\ \delta$
Entfernung der Nietenmittel vom Blechrand	$3\ \delta$
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	$3\ \delta$
Durchmesser des konischen Kopfes	$4\ \delta$
Höhe eines jeden dieser Köpfe	$1{\cdot}5\ \delta$

Für Vernietungen, die nur allein Festigkeit geben sollen, ist es angemessener, zu nehmen:

Durchmesser der Nietbolzen	$3\ \delta$
Entfernung der Nieten von Mittel auf Mittel	$10\ \delta$
Entfernung der Nietmittel vom Blechrand	$5\ \delta$
Durchmesser eines Nietkopfes	$4{\cdot}5\ \delta$
Höhe eines Nietkopfes	$2{\cdot}3\ \delta$

B) Doppelte Vernietung zweier Bleche. Tab. IX, Fig. 2.

Nennt man:

δ die Dicke des Bleches,

d den Durchmesser eines Nietbolzens,

e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar auf einander folgender Bolzen,

f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,

so erhält eine solche doppelte Vernietung angemessene Verhältnisse, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{d}{\delta} + \frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2$$

und dann ist:

$$f = 1 + \frac{2}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

für $\frac{d}{\delta} =$	1	1·5	2	2·5	3
wird $\frac{e}{\delta} =$	2·6	5·0	8·3	11·3	14·1
$f =$	1·64	1·42	1.32	1·25	1·21

Auf Tafel IX sind verschiedene Vernietungen dargestellt:

Fig. 1. Einfache Vernietung zweier Bleche,
Fig. 2. Doppelte Vernietung zweier Bleche,
Fig. 3. Vernietung zweier Bleche vermittelst eines Blechbandes,
Fig. 4. Erweiterung einer Fläche vermittelst dreier Bleche,
Fig. 5. Erweiterung einer Fläche vermittelst vier Blechen,
Fig. 6, 7 und 8. Bildungen von Kanten,
Fig. 9 und 10. Bildungen von Ecken.

64.

Winkeleisen.

Die Winkeleisen, wie sie zur Blechconstruction gebraucht werden, haben keine geometrisch ähnlichen Querschnitte; es ist die Schenkellänge bei dünnen Winkeleisen verhältnissmässig grösser, als bei dicken.

Gewöhnlich findet man folgende Verhältnisse Fig. 11, Taf. IX.

Δ mittlere Metalldicke des Winkeleisens gleich der Dicke des Bleches, gegen welches das Eisen genietet wird;
kleinste Dicke des Winkeleisens an den Enden der Schenkel gleich $\frac{6}{7}\Delta$;
grösste Dicke des Winkeleisens an der Ecke des Winkels gleich $\frac{8}{7}\Delta$;
h äussere Länge eines Winkelschenkels:

$$h = 2{\cdot}4 + 4{\cdot}5\,\Delta \text{ in Centimetern.}$$

für Δ =	0·4	0·5	0·6	0·7	0·8	0·9	1·0	1·1	1·2
wird h =	4·2	4·65	5·10	5·55	6·00	6·45	6·9	7·35	7·80

65.

Zapfen an Wellen und Drehungsaxen.

Nennt man:
P den Druck in Kilogrammen, welcher auf einen Zapfen wirkt,
d l den Durchmesser und die Länge des Zapfens in Centimetern,
$\mathfrak{B}$ die grösste Spannung auf einen Quadratmeter bezogen, welche im Zapfen vorkommt;
so hat man:

a) für Zapfen aus Gusseisen

$$d = 0{\cdot}18\sqrt{P}$$
$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d$$
$$B = 190 + \frac{136}{d}$$

b) für Zapfen aus Schmiedeisen

$$d = 0{\cdot}12\sqrt{P}$$
$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d$$
$$B = 428 + \frac{398}{d}$$

c) für Zapfen aus Stahl

$$d = 0{\cdot}09\sqrt{P}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgenden Tabellen enthalten.

66.

Tabelle über gusseiserne Zapfen.

$$d = 0{\cdot}18\sqrt{P}$$

P in Kilogrammen. d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
279	3·00	4·80	3738	11	14·18
326	3·25	4·80	4450	12	16·60
378	3·50	5·41	5223	13	16·60
434	3·75	5·41	6056	14	19·02
494	4·00	6·31	6953	15	19·02
626	4·50	6·31	7910	16	21·44
772	5·00	6·69	8930	17	21·44
935	5·50	7·53	10012	18	23·86
1112	6·00	8·74	11155	19	23·86
1306	6·50	8·74	12360	20	25·07
1514	7·00	9·94	14956	22	27·49
1738	7·50	9·94	17798	24	29·91
1978	8·00	11·15	20888	26	32·32
2232	8·50	11·15	24226	28	34·75
2503	9·00	12·37	27810	30	37·17
2797	9·50	12·37	31642	32	39·59
3090	10·00	14·18	35720	34	42·01

67.

Tabelle für schmiedeiserne Zapfen und insbesondere für Maschinen, die durch Menschenhände bewegt werden.

$$d = 0{\cdot}12\sqrt{P}$$

P in Kilogrammen. d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
157	1·50	2·68	3938	7·5	9·94
215	1·75	2·98	4480	8·0	11·15
280	2·00	3·29	5058	8·5	11·15
356	2·25	3·59	5670	9·0	12·37
438	2·50	3·89	6336	9·5	12·37
531	2·75	4·19	7000	10·0	14·18
630	3·00	4·80	8470	11·0	14·18
739	3·25	4·80	10080	12·0	16·60
858	3·50	5·41	11830	13·0	16·60
984	3·75	5·41	13720	14·0	19·02
1120	4·00	6·31	15750	15·0	19·02
1418	4·50	6·31	17920	16·0	21·44
1750	5·00	7·53	20230	17·0	21·44
2117	5·50	7·53	22680	18·0	23·86
2520	6·00	8·74	25270	19·0	23·86
2958	6·50	8·74	28000	20·0	25·07
3430	7·00	9·94			

68.

Wellen und Drehungsaxen, welche nur auf Torsion in Anspruch genommen sind.

Es sei:

P die Kraft in Kilogrammen, welche auf die Welle drehend einwirkt;
R in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft P wirkt;
d der Durchmesser der Welle in Centimetern;
l die Länge der Welle in Centimetern;

N der Effekt in Pferdekräften (à 75 Kilogramm-Meter) ausgedrückt, welchen die Welle überträgt;
n die Anzahl der Umdrehungen der Welle per 1 Minute;
Θ der Torsionswinkel der Welle in Graden;

Geht man von dem Grundsatz aus, dass alle aus dem gleichen Materiale gemachten Wellen gleich stark in Anspruch genommen werden sollen, so hat man zur Bestimmung von d folgende Formeln:

a) für Wellen aus Schmiedeisen:

$$d = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{P R}$$

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\Theta^0 = \frac{1}{41} \frac{1}{d}$$

$$T = 210$$

b) für Wellen aus Gusseisen:

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{P R}$$

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\Theta^0 = \frac{1}{39} \frac{1}{d}$$

$$T = 90$$

Nach diesen Regeln erhält man mit der Wirklichkeit übereinstimmende Abmessungen, wenn die Wellen oder Drehungsaxen nicht gar zu lang sind.

Die folgenden vier Tabellen enthalten die Resultate, welche die so eben aufgestellten Formeln liefern. Wenn R und P gegeben ist, bildet man das Product P R, und dann findet man in der ersten oder in der zweiten Tabelle den entsprechenden Werth von d. Wenn N und n gegeben ist, sucht man den Quotienten $\frac{N}{n}$ und dann gibt die dritte Tabelle den entsprechenden Werth von d.

69.

Durchmesser der Wellen aus Schmiedeisen.

$$d = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{PR}$$

P in Kilogrammen. d und R in Centimetern.

d	PR	d	PR	d	PR	d	PR	d	PR
2	328	3·4	1611	5·2	5765	7·0	14060	8·8	27941
2·1	379	3·6	1913	5·4	6456	7·2	15301	9·0	29889
2·2	437	3·8	2249	5·6	7200	7·4	16613	9·2	31926
2·3	499	4·0	2624	5·8	8000	7·6	17974	9·4	34055
2·4	567	4·2	3037	6·0	8856	7·8	19454	9·6	36268
2·6	722	4·4	3492	6·2	9770	8·0	20992	9·8	38589
2·8	900	4·6	3400	6·4	10746	8·2	22606	10·0	41000
3·0	1107	4·8	4534	6·6	11787	8·4	24300	10·2	43509
3·2	1344	5·0	5125	6·8	12891	8·6	26076	10·4	46117

70.

Durchmesser der Wellen von Schmiedeisen.

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

d Durchmesser der Welle in Centimetern;
N Pferdekraft, welche die Welle überträgt;
n Anzahl der Umdrehungen der Welle in 1 Minute.

d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$
3·00	0·0156	6·5	0·1587	12	1·0000	20	4·6240
3·25	0·0198	7·0	0·1982	13	1·2698	22	6·1545
3·50	0·0248	7·5	0·2438	14	1·5860	24	7·9902
3·75	0·0305	8·0	0·2959	15	1·9507	26	10·155
4·00	0·0371	8·5	0·3559	16	2·3630	28	12·688
4·50	0·0527	9·0	0·4214	17	2·8397	30	15·606
5·00	0·0723	9·5	0·4956	18	3·3710	32	18·940
5·50	0·0961	10·0	0·5780	19	3·9640	34	22·718
6·00	0·1248	11·0	0·7693				

71.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen.

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{PR}$$

P in Kilogrammen. d und R in Centimetern.

d	PR	d	PR	d	PR	d	PR	d	PR
2·0	122	3·4	689	5·2	2465	7·0	6013	8·8	11852
2·1	141	3·6	818	5·4	2761	7·2	6543	9·0	12783
2·2	186	3·8	962	5·6	3079	7·4	7103	9·2	13653
2·3	213	4·0	1148	5·8	3422	7·6	7696	9·4	14563
2·4	242	4·2	1299	6·0	3787	7·8	8320	9·6	15510
2·6	308	4·4	1493	6·2	4178	8·0	8976	9·8	16503
2·8	385	4·6	1706	6·4	4597	8·2	9666	10·0	17533
3·0	473	4·8	1939	6·6	5040	8·4	10390	10·2	18399
3·2	574	5·0	2191	6·8	5513	8·6	11150	10·4	19683

72.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen.

Nach der Formel

$$d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

N Effect in Pferdekräften. n Anzahl der Umdrehungen per 1'.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·00659	3·00	0·0670	6·5	0·4218	12	1·953	20
0·00838	3·25	0·0837	7·0	0·5363	13	2·600	22
0·01047	3·50	0·1030	7·5	0·6700	14	3·375	24
0·01288	3·75	0·1250	8·0	0·8240	15	4·291	26
0·01563	4·00	0·1500	8·5	1·0000	16	5·360	28
0·02225	4·50	0·1780	9·0	1·1990	17	6·592	30
0·03052	5·00	0·2093	9·5	1·4240	18	8·000	32
0·04062	5·50	0·2442	10·0	1·6740	19	9·596	34
0·05274	6·00	0·3249	11·0				

73.

Lange Transmissionswellen aus Schmiedeisen.

Lange Trasmissionswellen, und insbesondere die innern Transmissionen der Webereien und Spinnereien, sollen so construirt werden, dass der Torsionswinkel für dicke und dünne Wellen gleich gross, und der Wellenlänge proportional ausfällt. Für diese Wellen ist zu nehmen:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 0{\cdot}75 \sqrt[4]{PR}$$

Der Torsionswinkel wird:

$$\theta = \frac{1}{547}$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate der Formel für d.

74.

Tabelle für die Durchmesser von langen Transmissionswellen aus Schmiedeisen.

Nach der Formel

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

N Effect in Pferdekräften. n Anzahl der Umdrehungen per 1′.

d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$
3·00	0·0039	6·0	0·0625	10	0·4816	18	5·0625
3·25	0·0054	6·5	0·0858	11	0·7073	19	6·2500
3·50	0·0072	7·0	0·1156	12	1·0000	20	7·7841
3·75	0·0095	7·5	0·1518	13	1·3689	22	11·2225
4·00	0·0123	8·0	0·1962	14	1·8769	24	16·0000
4·50	0·0199	8·5	0·2510	15	2·4336	26	22·1841
5·00	0·0303	9·0	0·3169	16	3·1329	28	29·4849
5·50	0·0436	9·5	0·3918	17	4·0401	30	39·0625

75.

Widerstandsfähigkeit der Wellen gegen lebendige Kräfte.

Transmissionswellen, welche der Einwirkung einer lebendigen Kraft zu widerstehen haben, dürfen nicht nach statischen, sondern müssen nach dinamischen Gesetzen berechnet werden. Ist z. B. mit einer Welle ein Schwungrad verbunden und soll die Welle im Stande sein, die lebendige Kraft des Rades in sich aufzunehmen ohne zu brechen, so muss die Welle so stark sein, dass die Wirkungsgrösse $\frac{1}{4} \frac{T^2}{G} V$ (Nr. 55) welche zum Abwinden der Welle nothwendig ist, grösser ausfällt, als die in Kilogrammen und Centimetern ausgedrückte lebendige Kraft des Schwungrades.

Nennt man:

Q das Gewicht des Schwungringes in Kilogrammen,

C die Geschwindigkeit des Schwungringes in Centimetern,

$g = 9 \cdot 81 \times 100 = 981$ Centimeter die Geschwindigkeitszunahme beim freien Fall der Körper in jeder Sekunde, so ist die Bedingung, dass die Welle nicht bricht:

$$V < 4 \frac{G}{T^2} \frac{Q}{2g} C^2$$

76.

Drehungsaxen, welche einer Biegung ausgesetzt sind.

Um die Dimensionen zu berechnen, welche irgend einem Querschnitt einer auf Biegung in Anspruch genommenen Axe gegeben werden müssen, muss man das statische Moment M der Kraft berechnen, welche die Welle an diesem Querschnitt abzubrechen strebt. Dieses Moment dem Elastizitätsmoment $\mathfrak{B}$ E Nr. 38 gleich gesetzt, so erhält man eine Gleichung, aus welcher die Dimensionen des Querschnittes berechnet werden können. Für $\mathfrak{B}$ darf man in der Regel nur den zehnten Theil des Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen Die folgenden speziellen Fälle werden die Anwendung dieser Regel erklären.

a) Construction einer (Balancier-) Axe, die an beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist.

Es sei Tafel X, Fig. 1. 2 P der Druck (des Balancier) auf die Mitte der Axe:

d der Durchmesser } eines Zapfens,
l die Länge }

D der Durchmesser der Axe an der Hülse des Balancier,
L die Entfernung der Hülse von der Mitte des Zapfens, so ist:

$$d = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\, d$$

$$D = d \sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2} l}}$$

b) Construction einer Axe, die mit ihren Enden aufliegt und in irgend einem Punkt belastet ist. Taf. X, Fig. 2.

Nach den in der Figur angegebenen Bezeichnungen ist:

Druck auf den Zapfen d . . . $2P \frac{\lambda_1}{\lambda + \lambda_1}$

Druck auf den Zapfen d_1 . . . $2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda_1}$

Durchmesser des Zapfens d . . $d = 0{\cdot}12 \sqrt{2P \frac{\lambda_1}{\lambda + \lambda_1}}$

Durchmesser des Zapfens d_1 . . $d_1 = 0{\cdot}12 \sqrt{2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda_1}}$

Länge dieser Zapfen . . . . . $\begin{cases} l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\, d \\ l_1 = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\, d_1 \end{cases}$

Durchmesser der Axe an der Hülse des Körpers, welcher mit der Axe verbunden ist:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{L}{\frac{1}{2} l}}$$

$$D_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{L_1}{\frac{1}{2} l_1}}$$

77.

Wellen, welche sowohl auf Biegung als auf Drehung in Anspruch genommen sind.

Um Wellen dieser Art zu construiren, bestimmt man zuerst den Durchmesser, welchen die Welle erhalten müsste, um der drehenden Kraft hinreichenden Widerstand zu leisten, und bringt sodann an diese Welle eine Verstärkung an, die für sich allein im Stande ist, dem Biegungsmoment, welchem die Welle ausgesetzt ist, zu widerstehen. — Es sei:

$$d = 16\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

der Durchmesser, welchen die Welle erhalten muss, um bei n Umdrehungen per 1 Minute einen Effekt von N Pferdekräften zu übertragen.

M das Biegungsmoment in Kilogramm-Centimetern, welchem ein gewisser Querschnitt der Welle ausgesetzt ist.

Wenn die Verstärkung der Welle ringförmig sein soll, so hat man zur Bestimmung des äusseren Durchmessers die Formel:

$$D = \sqrt[3]{d^3 + \frac{32\,M}{\mathfrak{B}\,\pi}}$$

Wenn hingegen die Verstärkung durch vier Nerven geschehen soll, so hat man zur Bestimmung von h oder b:

$$h = \sqrt[3]{d^3 + \frac{6\,M}{\mathfrak{B}}\,\frac{h}{b}}$$

$$\text{oder } b = \frac{6\,M\,h}{\mathfrak{B}\,(h^3 - d^3)}$$

Die erste dieser Formeln ist zu gebrauchen, wenn es zweckmässig ist, das Verhältniss $\frac{h}{b}$ anzunehmen und h zu suchen; die Letztere dagegen, wenn die Höhe h angenommen und b gesucht wird.

78.

Darstellung verschiedener Wellen. Taf. X.

Fig. 1 und Fig. 2. Drehungsaxen für Balanciers etc.

Fig 3. Gusseiserne Transmissionswelle mit rundem Kern und mit Verstärkungsnerven.

Fig. 4 und 5. Gusseiserne Wasserradwellen.

Fig. 6, 7, 8, 9 und 10. Dünnere schmiedeiserne Wellen.



79.

Wellen-Kupplungen. Taf. XI.

Fig. 1. Kupplung für stärkere gusseiserne Wellen mit Ueberblattung der Wellen.

Fig. 2. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen, mit Ueberplattung derselben.

Fig. 3. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen vermittelst eines Längenkeiles und eines durch die Wellen-Enden gesteckten Querstückes.

Fig. 4. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen durch Zusammenschraubung.

Fig. 5. Wellenauslösung vermittelst einer verschiebbaren Zahnhülse.

Zur Bestimmung der Dimensionen der Kupplung Fig. 1 hat man folgende Regeln.

Es sei N der Effekt in Pferdekräften, welche das getriebene Wellenstück überträgt. n die Anzahl der Umdrehungen per 1′. d der Durchmesser des getriebenen Wellenstückes.

$d_1\,l\,\delta\,k\,h\,D$, wie Fig. 1 Tafel XI. zeigt. Zur Bestimmung der Dimensionen hat man folgende theils rationelle, theils empirische Regeln:

Durchmesser der getriebenen Wellen . $\begin{cases} d = 12\sqrt[3]{\dfrac{N}{n}} & \text{Schmiedeisen.} \\ d = 16\sqrt[3]{\dfrac{N}{n}} & \text{Gusseisen.} \end{cases}$

Durchmesser des Kupplungskopfes . . $d_1 = 1{\cdot}25\,d$

Länge der Kupplungshülse . . . . . $l = 2{\cdot}7 + 1{\cdot}9\,d$

Metalldicke der Kupplungshülse . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\,d$

Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9\,\delta$

Dicke des Keiles . . . . $h = \frac{1}{2}\,k$

Die folgende Tabelle enthält die Dimensionen von 19 Kupplungen für 32 verschiedene Wellendurchmesser. Bei den kleinen Wellen ist für je zwei derselben eine Kupplung angenommen.

80.

Tabelle über die Dimensionen von Wellenkupplungen. Fig. 1, Taf. XI.

Nummer der Kupplung.	d	d_1	l	δ
I.	3·00 / 3·25	4·06	8·88	1·58
II.	3·50 / 3·75	4·69	9·83	1·75
III.	4·00 / 4·50	5·63	11·25	2·00
IV.	5·00 / 5·50	6·90	13·15	2·33
V.	6·00 / 6·50	7·90	15·05	2·66
VI	7·0 / 7·5	9·42	16·95	3·00
VII.	8·0 / 8·5	10·6	18·85	3·33
VIII.	9·0 / 9·5	11·9	20·75	3·66

Nummer der Kupplung.	d	d_1	l	δ
IX.	10 / 11	13·75	23·6	4·16
X.	12 / 13	16·25	27·4	4·83
XI.	14 / 15	18·75	31·2	5·50
XII.	16 / 17	21·25	35·0	6·13
XIII.	18 / 19	23·75	38·8	6·83
XIV.	20	25·0	40·7	7·16
XV.	22	27·5	44·5	7·83
XVI.	24	30·0	48·3	8·50
XVII.	26	32·5	52·1	9·16
XVIII.	28	35·0	55·9	9·83
XIX.	30	37·5	59·7	10·50

81.

Zapfenlager für liegende, stehende und aufgehängte Wellen mit cylindrischen Schalen.

Tafel XII. und die nachstehende Tabelle geben zusammen alle Hauptabmessungen für die verschiedenen Arten und Grössen von Zapfenlagern. Um mit einer möglichst geringen Anzahl von Modellen auszureichen, sind 32 Wellendurchmesser in angemessenen Abstufungen angenommen worden. Jedem Durchmesser entspricht eine besondere Lagerschale. Die äusseren Durchmesser der kleineren Schalen sind aber so gewählt, dass für ein Paar derselben das gleiche Lager gebraucht werden kann. — 32 Schalen und XIX Lager sind auf diese Weise für alle gewöhnlicheren Fälle der Praxis vollkommen genügend. Die Dimensionen l d_1 e sind nach folgenden Formeln bestimmt worden:

Länge der Lagerschale . . . $l = 0·87 + 1·21\,d$
Metalldicke der Schale . . . . $e = 0·28 + 0·07\,4\,d$
Aeusserer Durchmesser der Schale $d_1 = 0·69 + 1·17\,d$
} Centimeter.

Die mittleren Verhältnisse sind:

$$l = 1{\cdot}3\,d \quad e = 0{\cdot}1\,d \quad d_1 = 1{\cdot}25\,d$$

Werden die Schalen nach diesen Formeln oder nach den Werthen der folgenden Tabelle ausgeführt, so erhält man für die Lager selbst ganz richtige Dimensionen, wenn man dieselben nach guten Vorbildern geometrisch ähnlich ausführt. In den Zeichnungen Taf. XII. sind desshalb die Hauptdimensionen der Lager, auf den äusseren Durchmesser der Schalen bezogen, angegeben. Für die Dimensionen der kleineren Details sind die Verhältnisszahlen weggelassen

82.

Tabelle über die Dimensionen der Schalen für Zapfen- und Hänglager.
Taf. XII.

Nummer des Lagers.	d Innerer Durchmesser der Schale.	e Metalldicke.	d_1 Aeusserer Durchmesser der Schale.	l Länge der Schale.
	Centimet	Centimet.	Centimet.	Centimet.
I.	3·00 3·25	0·520	4·49	4·8
II.	3·5 3·75	0·558	5·08	5·4
III.	4·0 4·5	0·613	5·96	6·31
IV.	5·0 5·5	0·687	7·13	7·53
V.	6·0 6·5	0·761	8·29	8·74
VI.	7·0 7·5	0·853	9·47	9·94
VII.	8·0 8·5	0·909	10·63	11·15
VIII.	9·0 9·5	0·983	11·80	12·37
IX.	10 11	1·094	13·56	14·18
X.	12 13	1·242	15·90	16·60
XI.	14 15	1·390	18·24	19·02
XII.	16 17	1·540	20·58	21·44
XIII.	18 19	1·686	22·92	23·86
XIV.	20	1·760	24·09	25·07
XV.	22	1·908	26·43	27·49
XVI.	24	2·056	28·08	29·91
XVII.	26	2·204	30·42	32·32
XVIII.	28	2·350	33·45	34·75
XIX.	30	2·500	35·79	37·17

83.

Darstellung verschiedener Lager.

Tafel XIII. Dreifaches Hänglager zur Uebersetzung von einer fortlaufenden Welle auf zwei an dieser Welle beginnenden Wellen.

Tafel XIV. Fig. 1, 2, 3 und 4. Zapfenlager mit aussen kugelförmig abgedrehten Schalen. Diese Lager gewähren den Vortheil, dass die Wellenhälse stets gleichförmig aufliegen.

Tafel XIV. Fig. 5 zeigt einen Pfannenstuhl für eine aufrechte Welle, wobei dieselbe ihre Richtung ändern kann, ohne dass dadurch die gleichförmigen Berührungen der Grund- und Umfangsflächen des Zapfens mit den Pfannentheilen aufhören.

Näheres über diese Kugelschalenlager findet man in meinen Prinzipien des Maschinenbaues Seite 178.

Rollen.

Taf. XV, Fig. 1 und 2.

84.

Berechnung der Spannungen des Riemens.

Bei einem Riementrieb kommen dreierlei Spannungen vor. 1) Die Spannung t, welche in der ganzen Ausdehnung eines Riemens ursprünglich vorhanden sein muss, damit derselbe, ohne auf den Rollen zu gleiten, eine Kraft P von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen zu übertragen vermag. 2) Die Spannungen T und T_1, welche in dem führenden und geführten Riemenstück vorhanden sind, während die Kraft P übertragen wird. Zur Berechnung dieser Spannungen hat man folgende Formeln:

$$t = \frac{1}{2} P \frac{e^{f\frac{S}{R}} + 1}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

$$T = P \frac{e^{f\frac{S}{R}}}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

$$T_1 = P \frac{1}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

in welchen die Grössen e, f, S, R folgende Bedeutung haben:
 f der Reibungscoeffizient für den Riemen auf den Rollen;
 S die Bogenlänge, welche der Riemen auf der kleineren der beiden Rollen umfasst;
 R der Halbmesser der kleineren Rolle;
$e = 2·718$ die Basis der natürlichen Logarithmen.

Die Werthe von f sind:
$f = 0·47$ für gewöhnlich fette Riemen auf hölzernen Rollen;
$f = 0·50$ für neue Riemen auf hölzernen Rollen;
$f = 0·28$ für gewöhnlich fette Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;
$f = 0·38$ für feuchte Riemen auf gusseisernen, abgedrehten Rollen;
$f = 0·50$ für Hanfseile auf hölzernen Rollen;

Zur bequemeren Berechnung von $t\ T\ T_1$ dient noch folgende Tabelle, welche für verschiedene Werthe von $\frac{S}{2R\pi}$ und f die entsprechenden Werthe von $e^{f\frac{S}{R}}$ enthält.

85.

Tabelle zur Berechnung der bei einem Riementrieb vorkommenden Spannungen.

$\frac{S}{2R\pi}$	Werth von $e^{f\frac{S}{R}}$					
	Neue Riemen auf hölzernen Rollen.	Gewöhnliche Riemen		Feuchte Riemen auf Eisen.	Schnüre auf Rollen von Holz.	
		auf Holz	auf Eisen.		rauh.	polirt.
0·2	1·87	1·80	1·42	1·61	1·87	1·51
0·3	2·57	2·43	1·69	2·05	2·57	1·86
0·4	3·51	3·26	2·02	2·60	3·51	2·29
0·5	4·81	4·38	2·41	3·30	4·81	2·82
0·6	6·59	5·88	2·87	4·19	6·58	3·47
0·7	9·00	7·90	3·43	5·32	9·01	4·27
0·8	12·34	10·62	4·09	6·75	12·34	5·25
0·9	16·90	14·27	4·87	8·57	16·90	6·46
1·0	23·14	19·16	5·81	10·89	23·90	7·95

86.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll. Taf. XV, Fig. 1 und 2.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese werden nach den in Nr. 68 bis 74 aufgestellten Regeln bestimmt.

b) Halbmesser der Rollen.

Der Halbmesser der grösseren von den beiden Rollen (welche mit der langsamer gehenden Welle verbunden ist) darf in den meisten Fällen 6 bis 7 Mal so gross gemacht werden, als der Durchmesser der Welle, mit welcher sie verbunden wird. Nur bei sehr starken Uebersetzungen ist dieser Halbmesser 8 bis 12 Mal so gross zu machen, als die entsprechenden Wellendurchmesser.

Der Halbmesser der kleineren der beiden Rollen ergibt sich, wenn man den Halbmesser der grösseren Rolle durch die Uebersetzungszahl dividirt.

c) Breite des Riemens und der Rollen.

Nennt man:

d den Durchmesser der langsamer gehenden Welle;
R den Halbmesser der Rolle, die mit der Welle d verbunden ist;
β die Breite } des Riemens;
δ die Dicke } des Riemens;
d die Breite der Rolle;
$\mathfrak{A}$ die Spannung, welche in einem Quadrat-Centimeter des führenden Riemenstückes eintreten darf,

so hat man zur Bestimmung von β b und δ folgende Regeln.

$$\frac{\beta}{d} = 10{\cdot}5 \, \frac{d}{R}$$

$$\delta = 3{\cdot}1 \, \frac{d}{\mathfrak{A}}$$

$$\frac{b}{\beta} = \frac{5}{4}$$

Die angemessenen Werthe $\mathfrak{A}$ sind:

Kalbleder	$\mathfrak{A} = 25$
Schafleder	22
Weisses Rossleder .	54
Dünnes Rossleder .	44
Kuhleder	54

Mit obigen Formeln findet man:

für $\frac{R}{d} =$	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{\beta}{d} =$	2·6	2·1	1·75	1·5	1·31	1·16	1·05	0·95	0·87

Ist z. B. der Durchmesser d einer Welle gleich 8 Centimeter und der Halbmesser R der damit verbundenen Rolle gleich $7 \times 8 = 56$ Centimeter, so ist wegen $\frac{R}{d} = 7$, $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}5$, demnach $\beta = 1{\cdot}5 \times 8 = 12$ Centimeter.

d) Die Hülse, vermittelst welcher die Rolle auf die Welle gekeilt wird.

Durchmesser des Wellenkopfes, auf welchen die Rolle gekeilt wird . . . . $= 1{\cdot}35\ d$

Metalldicke der Hülse . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\ d$

Länge der Hülse: gleich der Rollenbreite.

Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9\ d$

Dicke des Keiles . . . . $k_1 = \frac{1}{2}\ k$

e) Anzahl und Querschnitt der Arme.

Die Anzahl $\mathfrak{N}$ der Rollenarme ist gleich zu machen dem Verhältniss $\frac{R}{d}$ aus dem Halbmesser der Rolle und dem Durchmesser der Welle. Zur Bestimmung der Breite und Dicke der Radarme, beide Dimensionen an der Axe gemessen, hat man folgende einfache Formel:

Breite eines Armes (Fig. 2 Tafel XV.) . . . . . $h = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}\ d$

Dicke eines Armes . . . . $= \frac{1}{2}\ h$

Querschnittsform: elliptisch.

Die Formel für h liefert folgende Resultate:

für $\mathfrak{N}$ =	3	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d}$ =	1·18	1·08	0·94	0·86	0·79	0·75

Für eine Welle von 6 Centimeter Durchmesser, mit welcher eine Rolle von $6 \times 8 = 48$ Centimeter Halbmesser verbunden ist, hat man 8 Arme zu nehmen, und jeder derselben wird, an der Axe gemessen, $6 \times 0·86 = 5·16$ Centimeter breit und $\frac{1}{2}\ 5·16 = 2·58$ Centimeter dick.

87.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll, so darf man sich ebenfalls der in vorhergehender Nummer aufgestellten Regeln bedienen, nur muss man nicht den wirklichen Durchmesser der treibenden Welle in Rechnung bringen, sondern denjenigen, welchen sie für die Kraft erhalten müsste, die wirklich auf die zweite Welle übertragen wird. Ueberdiess muss noch die Aushöhlung der Hülse für den wirklichen Wellendurchmesser gemacht werden. Ein Beispiel wird die Anwendung dieser Regel erklären. Es sei für einen anzuordnenden Riementrieb:

Nutzeffekt in Pferdekräften, welchen die treibende Welle fortpflanzt . . . . = 10
Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per 1 Minute . . = 80
Nutzeffekt in Pferdekräften, welcher auf die getriebene Welle übertragen werden soll . . . . = 4·2
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute der getriebenen Welle . . . . = 160

Nun ist nach Tab. 70:
Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle (wegen $N = 10$, $n = 80$) . . . . = 8 Centim.
Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle (wegen $N = 4·2$, $n = 160$) nahe . . . . . . = 5 Centim.
Durchmesser, welchen die treibende Welle erhalten müsste, um bei 80 Umdrehungen per 1 Minute eine Kraft von 4·2 Pferden zu übertragen . . = 6 Centim.

Dieser letztere Durchmesser muss nun in Rechnung gebracht werden, und man findet nun:

Nach Nr. 86 b. Halbmesser der treibenden Rolle $= 6 \times 6 = 36$ Centim.

Halbmesser der getriebenen Rolle $36 \frac{80}{160}$ . . $= 18$ Centim.

Nach Nr. 86 c. Breite des Riemens $1{\cdot}75 \times 6$ . . $= 10{\cdot}5$ Centim.

Breite der Rollen . . . . $105 \times \frac{5}{4}$ . . $= 13{\cdot}1$ Centim.

	Grosse Rolle.	*Kleine Rolle.*
Nach Nr. 86 d. Durchmesser des Wellkopfes	$1{\cdot}35 \times 8 = 10{\cdot}80$,	$1{\cdot}35 \times 5 = 6{\cdot}75$
Metalldicke der Hülse . .	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3} \times 8 = 3{\cdot}16$,	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3} 5 = 2{\cdot}16$
Länge der Hülsen	$= 13{\cdot}1$	$= 13{\cdot}1$
Breite des Keiles	$0{\cdot}9 \times 3{\cdot}16 = 2{\cdot}85$,	$0{\cdot}9 \times 2{\cdot}16 = 1{\cdot}95$
Dicke des Keiles	$= 1{\cdot}42$	$= 0{\cdot}98$
Nach Nr. 86 e. Anzahl der Arme .	$\frac{36}{6} = 6$,	$\frac{18}{5} = 4$ (nahe)
Breite der Arme an den Axen .	$0{\cdot}94 \times 6 = 5{\cdot}64$,	$1{\cdot}08 \times 5 = 5{\cdot}4$

Spannrollen.

88.

Bestimmung des Druckes, mit welchem eine Spannrolle gegen den Riemen wirken muss, damit derselbe, ohne zu gleiten, eine gewisse Kraft zu übertragen vermag.

Nennt man:

L die ganze Länge des Riemens, welcher die Rollen umfasst;
Ω den Querschnitt des Riemens;
ϵ den Modulus der Elastizität des Leders. Tab. Nr. 57;
T die Spannung im Riemen, wenn die Spannrolle weggenommen wird;
q die Kraft in Kilogrammen, mit welchen die Spannrolle gegen den Riemen gedrückt werden muss, damit in demselben die kleinste Spannung eintritt, bei welcher eine Kraft P übertragen werden kann;
P die Kraft in Kilogrammen, welche von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen Rolle übertragen werden soll;
a und b die Entfernungen des Mittelpunktes der Spannrolle von den Punkten, in welchen der Riemen die Rollen berührt;

so hat man annäherungsweise, wenn der Riemen durch die Spannrolle nicht zu stark eingebogen wird; und wenn die Spannrolle auf dem führenden Riemen liegt:

$$q = 2 P \sqrt{\frac{2(a+b)}{a b} \frac{L(1{\cdot}5 P - T)}{\Omega \varepsilon}}$$

Für den Fall, dass die Spannung T gleich o und dass $a = b$ ist, hat man:

$$q = 5 P \sqrt{\frac{L P}{\Omega \varepsilon a}}$$

Man darf hier setzen:

$$\frac{P}{\Omega} = 25, \quad \varepsilon = 400$$

und dann wird:

$$q = 1{\cdot}25 P \sqrt{\frac{L}{a}}$$

Zahnräder.

Taf. XVII.

89.

Bestimmung aller Dimensionen der Zahnräder, wenn die totale Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, durch zwei Zahnräder auf eine zweite Welle übertragen werden soll.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese sind nach den in Nr. 68 bis 74 enthaltenen Regeln oder Tabellen zu bestimmen.

b) Relative Grösse eines Rades.

Damit die Räder passende Verhältnisse erhalten, müssen die Halbmesser derselben zum Durchmesser der Wellen in einem gewissen Verhältnisse stehen. Wir nennen das Verhältniss zwischen dem Halbmesser eines Rades und dem Durchmesser der entsprechenden Welle: die relative Grösse des Rades, und sagen von einem Rade, dessen relative Grösse z. B. 5 ist, es sei ein 5faches Rad in Bezug auf eine gewisse Welle. — Wenn die Uebersetzungszahl nicht grösser als 5 ist, darf für das langsamer gehende zweier auf einander wirkender Zahnräder immer ein fünf- oder sechsfaches

Rad genommen werden; ein fünffaches für aufrechte, ein sechsfaches für liegende Wellbäume. Der Halbmesser des grösseren Rades ist also für aufrechte Wellbäume fünf Mal, für liegende Wellbäume sechs Mal so gross zu machen, als der Durchmesser des Wellbaums. — Der Halbmesser des kleineren Rades wird gefunden, wenn man jenen des grösseren Rades durch die Uebersetzungszahl dividirt. — Wenn die Uebersetzungszahl grösser als fünf ist, ist es am zweckmässigsten, von dem Halbmesser des kleineren Rades 1·5 bis 3 Mal so gross zu nehmen, als den Durchmesser der schneller gehenden Welle, und dann findet man den Halbmesser des grösseren Rades, wenn man jenen des kleineren Rades mit der Uebersetzungszahl multiplizirt.

c) Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte oder durch andere Motoren bewegt werden.

Es sei:

R der Halbmesser eines Rades:
d der Durchmesser der Welle;
α die Dicke, auf dem Theilkreis gemessen, eines eisernen Zahnes;
β die Breite des Zahnes, d. h. die, bei Stirnrädern parallel mit der Axe und bei Kegelrädern nach der Spitze des Grundkegels hin gemessene Dimension eines Zahnes;
γ die Länge eines Zahnes, d. h. die, bei Stirnrädern nach radialer Richtung, bei Kegelrädern nach der Spitze des Ergänzungskegels hin gemessene Dimension eines Zahnes;
t die Zahntheilung (der Abstich);
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Zähne des Rades.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von $\alpha\,\beta\,\gamma\,\mathfrak{N}$, wenn R und d gegeben sind:

$$\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}33\sqrt{\frac{\beta}{\alpha}\cdot\frac{d}{R}}$$

$$\frac{\gamma}{\alpha} = \frac{3}{2}$$

$$\frac{t}{\alpha} = \begin{cases} 2{\cdot}1 & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2{\cdot}67 & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

$$\mathfrak{N} = \begin{cases} 2{\cdot}25\left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}}\cdot\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 3\,.\,\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 1{\cdot}79\left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}}\cdot\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} = 2{\cdot}38\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der ersteren der zwei nachfolgenden Tabellen zusammengestellt. Dieselbe gibt für verschiedene Werthe von $\frac{R}{d}$ und von $\frac{\beta}{\alpha}$ die entsprechenden Werthe von $\frac{\beta}{d}$ und von $\mathfrak{N}$. Für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte bewegt werden, ist $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 4 bis 5 zu nehmen. Für Räder, die durch Wasser- oder Dampfkraft bewegt werden, darf man in den meisten Fällen $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ nehmen. Für sehr schnell gehende Transmissionsräder ist zur Verminderung der Abnützung der Zähne eine grosse Zahnbreite vortheilhaft; daher für derlei Räder $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 7 bis 8 genommen werden soll. Um den Gebrauch dieser Tabelle zu erklären, dienen folgende Beispiele:

Es soll ein sechsfaches Rad für eine Welle von 8 Centimeter Durchmesser construirt werden. Rad und Welle gehören zu einer Winde, die durch Menschenkraft bewegt wird. Es ist also:

Durchmesser der Welle . . . . $d = 8$ Centm

Relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 6.$

Halbmesser des Rades. . . . . $R = 6 \times 8 = 48$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 5$

Verhältniss zwischen der Zahnbreite und dem Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . $\frac{\beta}{d} = 1.212$

Zahnbreite . . . . $\beta = 8 \times 1{\cdot}212 = 9{\cdot}696$ Cent.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen nach Tabelle) . . . . $\mathfrak{N} = 74.$

Es soll ein fünffaches Transmissionsrad für eine Welle von 16 Centimeter Durchmesser construirt werden. Hier ist:

Durchmesser der Welle . . . . $d = 16$ Centm.

Relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 5$

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 6$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . . $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}458$

Breite der Zähne . . . . $\beta = 1{\cdot}458 \times 16 = 23{\cdot}3$ Centm.
Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . $\mathfrak{N} = 50$.

Es soll ein 4·5faches Transmissionsrad für eine sehr schnell gehende Welle von 12 Centimeter Durchmesser construirt werden.

Hier ist:

der Durchmesser der Welle . . . . $d = 12$ Centm.

relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 4{\cdot}5$

Halbmesser des Rades . . . . . . $R = 4{\cdot}5 \times 12 = 54$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 7$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendicke $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}659$

Zahnbreite . . . . $\beta = 1{\cdot}659 \times 12 = 20$ Centm.
Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . $\mathfrak{N} = 46$.

d) Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.

Wenn das Rad gegeben und die Welle gesucht wird, kennt man: $\frac{R}{\beta}$ $\frac{\beta}{\alpha}$, und dann findet man:

$$\frac{d}{\beta} = 0{\cdot}826 \frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$$

$$\mathfrak{N} = \begin{cases} 3\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2{\cdot}38\left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der letzteren der zwei folgenden Tabellen zusammengestellt.

Beispiel. Es sei für ein bestehendes Rad $\beta = 20$ Centimeter. $R = 100$ Centimeter. $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ Dann findet man in der Tabelle: $\frac{d}{\beta} = 0{\cdot}771$; folglich wird $d = 0{\cdot}771 \times 20 = 15{\cdot}42$ Centimeter; ferner ist nach der Tabelle für Eisen auf Eisen: $\mathfrak{N} = 90$.

Zu 89 c. *Tabelle über die Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder.*

$\frac{R}{d}$	$\frac{\beta}{\alpha} = 4$			$\frac{\beta}{\alpha} = 5$			$\frac{\beta}{\alpha} = 6$			$\frac{\beta}{\alpha} = 7$			$\frac{\beta}{\alpha} = 8$		
	$\frac{\beta}{d}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen
1·0	2·660	5	4	2·967	5	4	3·258	6	5	3·519	6	5	3·761	6	5
1·5	2·172	8	6	2·424	9	7	2·660	10	8	2·872	11	9	3·071	12	10
2·0	1·860	13	10	2·076	14	11	2·278	15	12	2·460	17	14	2·630	18	14
2·5	1·682	18	14	1·877	20	16	2·060	22	18	2·225	24	19	2·378	25	20
3·0	1·536	23	18	1·714	26	21	1·882	29	23	2·032	31	25	2·171	33	26
3·5	1·422	29	23	1·586	33	26	1·741	36	29	1·881	39	31	2·010	42	34
4·0	1·330	36	29	1·484	40	32	1·628	44	35	1·760	48	38	1·880	51	41
4·5	1·254	43	34	1·399	48	38	1·530	52	42	1·659	57	46	1·774	61	49
5·0	1·190	50	40	1·328	56	45	1·458	62	50	1·574	67	54	1·682	71	57
5·5	1·134	58	46	1·265	65	52	1·411	71	57	1·500	77	62	1·602	82	66
6·0	1·086	66	53	1·212	74	59	1·330	81	65	1·437	88	70	1·535	94	75
6·5	1·048	75	60	1·169	83	66	1·284	91	73	1·386	99	79	1·481	105	84
7·0	1·006	83	66	1·122	93	74	1·231	102	82	1·331	110	88	1·422	118	94
7·5	0·971	92	74	1·083	103	82	1·189	113	90	1·284	122	98	1·373	131	105
8·0	0·941	102	82	1·049	114	91	1·153	125	100	1·245	135	108	1·330	144	115
8·5	0·912	112	90	1·017	125	100	1·117	137	110	1·207	148	118	1·290	158	126
9·0	0·887	122	98	0·990	136	109	1·086	148	118	1·172	161	129	1·254	168	134
9·5	0 863	132	106	0·963	147	118	1·063	161	129	1·141	174	139	1·220	186	149
10	0·841	142	114	0·938	159	127	1·030	174	139	1·112	188	150	1·188	201	161

Zu 89 d. *Tabelle zur Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.*

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{\beta}{\alpha} = 4$			$\frac{\beta}{\alpha} = 5$			$\frac{\beta}{\alpha} = 6$			$\frac{\beta}{\alpha} = 7$			$\frac{\beta}{\alpha} = 8$		
	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{N}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{N}$ Holz Eisen
0·5	0·412	6	5	0·382	8	6	0·358	9	7	0·340	11	9	0·325	12	10
1·0	0·518	12	10	0·480	15	12	0·451	18	14	0·428	21	17	0·410	24	19
1·5	0·593	18	14	0·597	23	18	0·456	27	22	0·491	31	25	0·470	36	29
2·0	0·653	24	19	0·605	30	24	0·568	36	29	0·540	42	34	0·517	48	38
2·5	0·703	30	24	0·652	38	30	0·612	45	36	0·562	53	42	0·557	60	48
3·0	0·745	36	29	0·692	45	36	0·650	54	43	0·618	63	50	0·591	72	58
3·5	0·788	42	34	0·729	53	42	0·746	63	50	0·650	74	59	0·623	84	67
4·0	0·824	48	38	0·762	60	48	0·716	72	57	0·680	84	67	0·651	96	77
4·5	0·856	54	43	0·793	68	54	0·744	81	64	0·708	95	76	0·681	108	86
5·0	0·887	60	48	0·821	75	60	0·771	90	72	0·733	105	84	0·701	120	96
5·5	0·915	66	53	0·848	83	66	0·796	99	79	0·756	116	93	0·724	132	106
6·0	0·942	72	58	0·873	90	72	0·819	108	86	0·779	126	101	0·746	144	115
6·5	0·968	78	62	0·895	98	78	0·841	117	94	0·800	136	109	0·765	156	125
7·0	0·992	84	67	0·918	105	84	0·862	126	101	0·820	147	114	0·784	168	134
7·5	1·015	90	72	0·940	113	90	0·882	135	108	0·839	157	126	0·803	180	144
8·0	1·037	96	79	0·960	120	96	0·902	144	115	0·857	168	134	0·820	192	154
8·5	1·058	102	82	0·980	127	102	0·920	153	122	0·875	179	143	0·837	204	163
9·0	1·078	108	86	0·998	135	108	0·938	162	130	0·892	189	151	0·854	216	173
9·5	1·098	114	91	1·017	143	114	0·955	171	136	0·908	200	160	0·869	228	182
10·0	1·117	120	96	1·034	150	120	0·970	180	144	0·923	221	177	0·884	240	192

e) Querschnitsdimensionen der Zahnkränze. Taf. XVII.

Die Querschnittsdimensionen des Zahnkranzes dürfen alle der Zahnbreite β proportional gemacht werden. Die Figuren 1 bis 9 enthalten die Verhältnisszahlen zwischen den Querschnittsdimensionen der Zahnkränze und der Zahnbreite. Die Verhältnisszahlen der Figuren 1, 3, 4, 6, 7, 9 dürfen für jedes Verhältniss von $\frac{\beta}{\alpha}$ gebraucht werden. Die Verhältnisszahlen der Figuren 2, 5, 8 gelten aber nur für den gewöhnlicheren Fall, wenn $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ ist. Für den Gebrauch dieser Zeichnungen dienen folgende Erklärungen:

Fig 1. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.
Fig. 3. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.
Fig 2. Durchschnitt eines Kegel- oder Stirnrades mit hölzernen Zähnen.
Fig. 4 Querschnitt eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.
Fig. 6. Querschnitt eines Kegelrades mit eisernen Zähnen.
Fig. 5. Ansicht eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.
Eig. 7. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.
Fig. 9. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.
Fig. 8. Durchschnitt eines Rades mit hölzernen Zähnen.

f) Dimensionen der Hülse und des Keiles. Fig. 10—13.

Länge der Hülse . . . . $l = \beta + 0{\cdot}06\ R$

Durchmesser der Höhlung . . . . $d_1 = \frac{5}{4} d$

Metalldicke der Hülse . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3} d$

Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9\ \delta$

Dicke des Keiles . . . . $= \frac{1}{2} k$

g) Anzahl und Dimensionen der Radarme. Fig. 10—13.

Die Anzahl der Radarme ist gleich der relativen Grösse $\frac{R}{d}$ des Rades. Ist $\frac{R}{d}$ eine unganze Zahl, so nimmt man für die An-

zahl der Arme die ganze Zahl, welche dem Werth von $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt.

Nennt man:

$\mathfrak{R}$ die Anzahl der Arme eines Rades;
d den Durchmesser der Welle;
h die Breite der Hauptnerve eines Armes;
so hat man zur Bestimmung von h die Formel:

$$\frac{h}{d} = \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{R}}}$$

Aus dieser findet man:

für $\mathfrak{R}$ =	3	4	5	6	8	10	12
$\frac{h}{d}$ =	1·18	1·08	1·00	0·94	0·86	0·79	0·75

Ist h bestimmt, so hat man ferner zu nehmen:

Dicke der Hauptnerve . . . . $= \frac{1}{5} h$

Dicke der Nebennerve . . . . $= \frac{1}{6} h$

Breite des Armes am Zahnkranz . . . . . . $= \frac{3}{4} h$

90.

Abmessungen der Räder, wenn dieselben nur einen Theil der Kraft übertragen, welche in der Welle wirkt.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, vermittelst zweier Räder auf eine zweite Welle übertragen werden soll, dürfen die in vorhergehender Nummer aufgestellten Regeln ebenfalls angewendet werden; man muss jedoch statt des wirklichen Durchmessers der treibenden Welle denjenigen Durchmesser in Rechnung bringen, welcher der Kraft entspricht, die in der That übertragen wird. Beispiel: Von einer Welle, welche 156 Pferdekräfte mit 80 Umdrehungen per 1 Minute fortpflanzt, sollen vermittelst zweier Räder 40 Pferdekräfte auf eine zweite Welle übertragen werden, und diese letztere soll per 1 Minute 160 Umdrehungen machen.



Hier ist:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle $16 \sqrt[3]{\frac{156}{80}} = 20$ Ctm.

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle $16 \sqrt[3]{\frac{40}{160}} = 10$ Ctm.

Durchmesser einer Transmissionswelle für 40 Pferdekraft u. 80 Umdrehungen per 1 Min. $16 \sqrt[3]{\frac{40}{80}} = 13$ Ctm.

Vermittelst dieses letzteren Durchmessers findet man nun durch Anwendung der in Nr. 89 aufgestellten Regeln:

Halbmesser des treibenden Rades . . . $5 \times 13 = 65$ Centim.

Halbmesser des getriebenen Rades . . . $\frac{1}{2} 65 = 32 \cdot 5$ Centim.

Zahnbreite der Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6, \frac{R}{d} = 5\right) 1 \cdot 458 \times 13 = 18 \cdot 95$ Centim.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen) . . . . $\begin{cases} = 62 \\ = 31 \end{cases}$

91.

Abmessungen der Räder, wenn ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, vermittelst eines in mehrere andere Räder eingreifenden Rades auf mehrere Axen übertragen werden soll.

Auch in diesem Falle können die Regeln von Nr. 89 angewendet werden, wenn man die geeigneten Wellendurchmesser in Rechnung bringt. Wie diese gefunden werden, erhellt aus folgendem Beispiel. Eine Welle A macht per 1 Minute 60 Umdrehungen und enthält einen Effekt von 80 Pferden. Von dieser Welle aus sollen 50 Pferdekraft auf drei andere Wellen B C D übertragen werden, und zwar auf B 10, auf C 15 und auf D 25 Pferdekräfte, und die Geschwindigkeiten dieser drei Wellen sollen sein: für B 60, für C 80, für D 120 Umdrehungen per 1 Minute. Die mit den Wellen A B C D zu verbindenden Räder seien A_1 B_1 C_1 D_1.

Die wirklichen Wellendurchmesser sind für:

	A	B	C	D	
nahe	18	8·6	9·4	9·5	Centimeter.

Die Zähne des Rades A müssen so stark sein wie bei einem Rad, welches mit 60 Umdrehungen einen Effekt von 25 Pferdekräften überträgt.

Zur Bestimmung der Zähne muss demnach eine Welle von $16\sqrt[3]{\frac{25}{60}} =$ 12 Centimeter in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Halbmesser des Rades A . . . . $6 \times 12 = 72$ Centimeter.
„ „ „ B . . . . $= 72$ „
„ „ „ C . . . . . $72\,\frac{60}{80} = 54$ „
„ „ „ D . . . . . $72 \cdot \frac{60}{120} = 36$ „
Zahnbreite sämmtl. Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right) 1{\cdot}33 \times 12 = 15{\cdot}96$ „
Anzahl der Zähne des Rades A (Eisen auf Eisen) $= 81$.

Die Arme des Rades A übertragen einen Effekt von 50 Pferden; zur Bestimmung der Arme des Rades A muss demnach eine Welle von $16\sqrt[3]{\frac{50}{60}} = 15$ Centim. in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Anzahl der Arme des Rades A . . . . $= 6$.
Breite eines Radarmes . . . . $15 \times 0{\cdot}94 = 14{\cdot}1$

Die Arme der Räder B C D sind nach den wirklichen Wellendurchmessern von B_1 C_1 D_1 zu construiren.

92.

Die Schraube ohne Ende.

Wenn eine Schraube ohne Ende sammt dem dazu gehörigen Zahnrad construirt werden soll, wird jederzeit eine der beiden Drehungsaxen entweder unmittelbar gegeben oder leicht zu bestimmen sein.

Nennt man nun:
d den Durchmesser der Schraubenaxe;
d_1 den Durchmesser der Radaxe;
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Zähne des Rades;
β die Zahnbreite, α die Zahndicke;
R den Halbmesser des Rades;
r den Halbmesser der Schraube;

so hat man, wenn $\mathfrak{N}$ und entweder d oder d_1 bekannt sind, zur Bestimmung der übrigen Grössen folgende Beziehungen:

$$\frac{d_1}{d} = 0{\cdot}6 \sqrt[3]{\mathfrak{N}}$$

$$\frac{R}{d} = 0{\cdot}21 \, \mathfrak{N}$$

$$\frac{\beta}{d} = 2{\cdot}5$$

$$\frac{r}{d} = 2$$

$$\frac{\beta}{\alpha} = 4$$

93.

Lagerstühle. Taf. XVIII, XIX, XX.

Taf. XVIII. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer liegenden Welle auf eine aufrechte Welle.

Taf. XIX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

Taf. XIX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf 2 liegende Wellen.

Taf. XX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für Uebersetzungen von einer liegenden Welle auf zwei andere ebenfalls liegende Wellen und auf eine aufrechte Welle.

Taf. XX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

94.

Schmiedeiserne Winkelhebel. Taf. XV, Fig. 3.

Wenn ein Winkelhebel construirt werden soll, sind immer gegeben: 1) Die Längen p q der beiden Schenkel. 2) Der Winkel α, welchen sie zusammen bilden. 3) Die Kraft, welche am Ende eines der beiden Schenkel wirkt. Als gegebene Grössen nehmen wir also an: p, q, α und die am Ende von p wirkende Kraft P. Als zu suchende Grössen: die Durchmesser δ_p δ_q d der Zapfen und die Querschnittsdimensionen der Arme. Vorausgesetzt, dass der Hebel mit einseitigen Zapfen versehen wird, hat man:

$$\delta_p = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$

$$\delta_q = \delta_p \sqrt{\frac{p}{q}}$$

$$d = \delta_p \sqrt[4]{1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right) \text{Cos. } \alpha}$$

Die Werthe der vierten Wurzel, mit welchen δ_p multiplizirt werden muss, um d zu erhalten, kann man aus folgender Tabelle nehmen.

Verhältniss $\frac{p}{q}$	Werth von $\sqrt[4]{1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right) \text{Cos. } \alpha}$ für						
	$\alpha = 180$	$\alpha = 150$	$\alpha = 120$	$\alpha = 90$	$\alpha = 60$	$\alpha = 30$	$\alpha = 0$
1	1·4	1·4	1·3	1·2	1·0	0·6	0·0
2	1·7	1·7	1·6	1·5	1·3	1·1	1·0
3	2·0	2·0	1·9	1·8	1·6	1·5	1·4
4	2·2	2·2	2·1	2·0	1·9	1·8	1·7
5	2·4	2·4	2·4	2·3	2·1	2·0	2·0
6	2·6	2·6	2·6	2·5	2·4	2·3	2·2
7	2·8	2·8	2·8	2·6	2·6	2·5	2·4
8	3·0	3·0	3·0	2·8	2·7	2·7	2·6
9	3·2	3·1	3·1	3·0	2·9	2·8	2·8
10	3·4	3·3	3·3	3·2	3·1	3·0	3·0

Für den Fall, dass zweiseitige Zapfen genommen werden sollen, macht man zuerst die Berechnung, wie wenn einseitige Zapfen zu nehmen wären, und multiplizirt die sich so ergebenden Durchmesser mit 0·7.

Zur Bestimmung der Querschnittsdimensionen h und b der beiden Hebelarme dient die folgende Formel:

$$\frac{h}{\delta_p} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{16} \cdot \left(\frac{h}{b}\right) \left(\frac{p}{\delta_p}\right) \left(\frac{\delta_p}{c}\right)}$$

in welcher c die Länge des Zapfens bedeutet, dessen Durchmesser gleich δ_p ist.

Die Resultate dieser Formel sind in folgender Tabelle enthalten.



Verhältniss	Werthe von $\frac{h}{\delta_p}$ wenn			
$\frac{p}{\delta_p}$	$\frac{h}{b} = 2$	$\frac{h}{b} = 3$	$\frac{h}{b} = 4$	$\frac{h}{b} = 5$
5	2·0	2·3	2·5	2·7
10	2·5	2·8	3·1	3·4
20	3·1	3·6	4·0	4·3
30	3·6	4·1	4·5	4·9
40	3·9	4·5	5·0	5·4
50	4·3	4·9	5·4	5·8
60	4·5	5·2	5·7	6·2
70	4·8	5·5	6·0	6·5
80	5·0	5·7	6·3	6·8
90	5·2	6·0	6·6	7·0
100	5·4	6·2	6·8	7·3

Ein Beispiel wird den Gebrauch dieser Regeln erklären. Es sei für einen zu construirenden Winkelhebel $p = 100$ Centimeter, $q = 10$ Centimeter, $\alpha = 120^\circ$ $P = 144$ Kilogramm. Dann findet man: $\delta_p = 1·44$ Centimeter, $\delta_q = 1·44 \sqrt{\frac{100}{10}} = 4·55$ Centm. Wegen $\frac{p}{q} = 10$ und $\alpha = 120^\circ$ findet man aus der ersten Tabelle $d = 1·44 \times 3·3 = 4·75$ Centimeter. Nimmt man $\frac{h}{b} = 3$ an, so gilt die zweite Tabelle, weil $\frac{p}{\delta_p} = \frac{100}{1·44} = 70$ ist, $\frac{h}{\delta_p} = 5·5$. Demnach wird $h = 5·5 \times 1·44 = 7·92$ Centim., und $b = \frac{7·92}{3} = 2·64$ Centim.

95.

Kurbel und kurbelartige Hebel. Taf. XV, Fig. 4, 5, 6.

Es sei:

D der Durchmesser der Welle;
d der Durchmesser des Zapfens;
A die Länge des Armes, vom Mittel der Welle bis zum Mittel des Zapfens gemessen.

Dies vorausgesetzt, hat man, wenn A und d gegeben und D zu suchen ist:

$\frac{D}{d} = 0{\cdot}9 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{D}{d} = 1{\cdot}1 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.

Wenn dagegen A und D gegeben ist und d gemacht werden soll, hat man:

$\frac{d}{D} = 1{\cdot}2 \sqrt[2]{\frac{D}{A}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{d}{D} = 0{\cdot}877 \sqrt[2]{\frac{D}{A}}$, wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

$\frac{A}{d}$	$\frac{D}{d}$		$\frac{A}{D}$	$\frac{d}{D}$	
	Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen.		Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen.
4	1·428	1·746	2	0·849	0·619
5	1·539	1·881	3	0·693	0·509
6	1·635	1·998	4	0·600	0·438
7	1·721	2·104	5	0·536	0·391
8	1·800	2·200	6	0·490	0·358
9	1·872	2·288	7	0·453	0·331
10	1·939	2·370	8	0·424	0·316
12	2·060	2·518	9	0·400	0·292
14	2·169	2·651	10	0·379	0·277
16	2·268	2·772	11	0·361	0·264
18	2·358	2·883	12	0·346	0 253
20	2·441	2·983	13	0·333	0·246

Die Querschnittsdimensionen des Armes für einen kurbelartigen Hebel können nach der in vorhergehender Nummer aufgestellten Regel bestimmt werden. Die Dimensionen der Arme und Hülsen für die eigentlichen Kurbeln erhält man vermittelst der in die Figuren 5 und 6 eingetragenen Verhältnisszahlen und Formeln. Fig. 5 ist eine gusseiserne, Fig. 6 eine schmiedeiserne Kurbel.

96.

Kurbelaxen.

Taf. XVI, Fig. 1 und 2.

Die wesentlichsten Abmessungen der Kurbelaxen können nach folgenden Regeln bestimmt werden:

a) Wenn die Kraft nach einer Seite durch Torsion übertragen wird. Fig. 1

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen;
r den Halbmesser der Kurbel;
d den Durchmesser des Kurbelzapfens;
d_1 den Durchmesser des Tragzapfens;
D den Durchmesser der Welle im Lager;
l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel des Lagers;

} Centimeter.

so ist:

$$D = 0{\cdot}29\,\sqrt[3]{Pr} \qquad \frac{d}{D} = 0{\cdot}77\,\sqrt[3]{\frac{l}{r}} \qquad d_1 = 0{\cdot}12\,\sqrt{\frac{1}{2}\,P}$$

b) Wenn die Kraft zur Hälfte nach einer, zur Hälfte nach der andern Seite übertragen wird Fig. 2.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen;
r den Halbmesser der Kurbel;
d den Durchmesser des Kurbelzapfens;
D den Durchmesser der Welle im Lager;
l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel eines Lagers;

so ist:

$$D = 0{\cdot}29\,\sqrt[3]{\frac{1}{2}\,Pr} \qquad \frac{d}{D} = 0{\cdot}97\,\sqrt[3]{\frac{l}{r}}$$

97.

Traversen. Taf. XXI, Fig. 1.

Grund- und Aufriss. Wenn eine Traverse construirt werden soll, ist jederzeit die halbe Länge A derselben und der Durchmesser d der Zapfen gegeben, die übrigen Dimensionen sind zu bestimmen. Nennt man h und b die Höhe und Breite der Traverse in der Mitte, so findet man diese Grössen durch folgende Formeln:

$$\frac{h}{d} = 1{\cdot}344 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$$

$$b = \frac{1}{3} h$$

deren Resultate in folgender Tabelle enthalten sind:

wenn $\frac{A}{d} =$	4	5	6	7	8	9	10	12	14
wird $\frac{h}{d} =$	2·13	2·30	2·44	2·57	2·69	2·80	2·90	3·08	3·24

Die Nebendimensionen werden durch die in den Figuren angegebenen Verhältnisszahlen bestimmt.

98.

Schmiedeiserne Schubstangen. Taf. XXI, Fig. 2.

Die Hauptdimensionen, um deren Bestimmung es sich handelt, sind 1) die Länge l der Stange; 2) die Durchmesser d der Zapfen; 3) die mittlere Dicke d_1 der Stange Die Länge l wird durch den geometrischen Zusammenhang bestimmt, gewöhnlich wird derselbe 4, 5 bis 6 Mal so gross gemacht, als der Kurbelhalbmesser. Der Durchmesser d ist nach dem Druck zu bestimmen, welchem der Zapfen zu widerstehen hat Kennt man l und d, so findet man d_1 durch folgende Formeln:

$$\frac{d_1}{d} = 0{\cdot}229 \sqrt{\frac{l}{d}}$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind:

für $\frac{l}{d} =$	12	16	20	24	28	32	36	40
wird $\frac{d_1}{d} =$	0·79	0·92	1·02	1·12	1·21	1·30	1·37	1·45

Schubstangen mit viereckigem Querschnitt sind eben so steif, als runde, wenn

$$\frac{b}{d_1} = \sqrt[4]{\frac{6\pi}{32}\left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei b die kleinere und a die grössere Dimension des mittleren viereckigen Querschnittes bezeichnet:

für $\frac{a}{b} =$	1	1·25	1·50	2	2·5	3	3·5	4
wird $\frac{b}{d_1} =$	0·87	0·82	0·78	0·73	0·69	0·66	0 63	0·61
und $\frac{a}{d_1} =$	0·87	1·02	1·17	1·46	1·73	1·98	2·21	2·44

99.

Schubstangenköpfe für schmiedeiserne Schubstangen.

Taf. XXI und XXII.

Auf Taf. XXI, Fig. 3, 4, 5 und Taf. XXII, Fig. 1 bis 9 sind die gebräuchlichsten Formen für schmiedeiserne Schubstangen und Kreuzköpfe dargestellt. Die Detailabmessungen sind dem Durchmesser des Zapfens proportional zu nehmen; die Verhältnisszahlen sind jedoch in den Figuren wegen ihrer Kleinheit nicht eingetragen.

100.

Gusseiserne Schubstangen. Taf. XXIII, Fig. 4, 5, 6.

Die wesentlichsten Dimensionen einer solchen Schubstange sind: 1) Die Länge. 2) Die Durchmesser der Löcher für den Zapfen. 3) Die Querschnittsdimensionen in der Mitte Zur Bestimmung dieser Dimensionen hat man:

Länge l der Schubstange: 5 bis 6 Mal so gross, als der Kurbelhalbmesser.

Durchmesser d der unteren Oeffnung gleich dem Durchmesser des Kurbelzapfens.

Durchmesser der Oeffnungen in der Gabel	$= 0{\cdot}7\,d$
Höhe der Nerve in der Mitte	$h = \frac{l}{18}$
Dicke dieser Nerve . . . . gewöhnlich	$= \frac{h}{7} = \frac{l}{136}$
Dicke dieser Nerve . . . . allgemein	$= 12 . \left(\frac{d}{l}\right) d$

Die übrigen untergeordneten Dimensionen, und insbesondere jene der Köpfe, können dem Durchmesser des Zapfens d proportional gemacht werden.

101.

Balancier. Taf. XXIII, Fig. 1, 2, 3.

Wenn in einer Maschine ein Balancier vorkommt, so ist dieselbe auch in den meisten Fällen mit einer Kurbel versehen.

Nennt man:

A den Halbmesser der Kurbel,

d den Durchmesser des Kurbelzapfens,

so lassen sich die Dimensionen des Balanciers auf folgende Weise leicht bestimmen:

Ganze Länge des Balanciers	$= 6\,A$
Höhe des Balanciers in der Mitte	$= A$
Höhe des Balanciers an den Enden	$= \frac{1}{3}\,A$
Dicke der Hauptnerve Fig. 3 . . . . h	$= \frac{9}{4}\,A \left(\frac{d}{A}\right)^2$
Horizontale Breite der Saumnerve	$= 2\,b$
Vertikale Dicke	$= b$
Länge der Hülse des Balanciers	$= 0{\cdot}6\,A$
Länge der Achse des Balanciers	$= 1{\cdot}4\,A$
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers	$= 1{\cdot}27\,d$
Durchmesser der Zapfen an den Enden des Balanciers	$= 0{\cdot}7\,d$
Entfernung der Zapfenmittel	$= 4{\cdot}2\,d$

102.

Seil- und Kettenhaken. Taf. XXI, Fig. 6, 7, 8.

Fig. 6. Seilhaken mit beweglicher Traverse für Flaschenzüge.

Fig. 7. Einfacher Kettenhaken.

Fig. 8. Doppelter Kettenhaken.

Will man einen solchen Haken theoretisch construiren, so muss man zuerst die in Fig. 6 punktirt dargestellte Krümmung bestimmen, und dann kann man die wirkliche Krümmung des Hakens leicht so verzeichnen, dass derselbe überall eine genügende Festigkeit gewährt. Zur Bestimmung der theoretischen Krümmung hat man die Gleichung:

$$\sin. \varphi = \frac{\mathfrak{B}\,\pi}{16\,Q}\,\frac{y^3}{2r+y}$$

Es bedeutet:
Q die Last, welche an dem Haken hängt,
r den Halbmesser der inneren Krümmung,
y den Durchmesser des Hakeneisens an der Stelle, welche dem Winkel φ entspricht,
$\mathfrak{B}$ den Coeffizienten für die relative Festigkeit des Materials.

Um diese Gleichung zu gebrauchen, nimmt man für Schmiedeisen $\mathfrak{B} = 800$, und berechnet die Werthe von φ oder von sin. φ, welche einer Reihe von angenommenen Werthen von y entsprechen.

Für die Praxis gilt die einfache Regel, dass derlei Haken geometrisch ähnlich mit den Figuren 6, 7, 8 gemacht werden dürfen. Die wesentlichsten Verhältnisszahlen sind folgende.

Fig. 6. Setzt man den inneren Durchmesser des oberen Gewindes = 1, so ist:
Durchmesser eines Zapfens der Traverse . . . . = 1·1
Höhe der Traverse . . . . = 2
Halbmesser der inneren Krümmung r . . . . = 1·7
Entfernung des Mittelpunktes der Krümmung vom Mittelpunkt der Traverse . . . . = 7·5
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 2·8

Fig. 8. Der Durchmesser des Ketteneisens = 1 gesetzt, so ist:
Der Durchmesser der Säule . . . . = $\frac{5}{3}$
Höhe des eichelförmigen Ringes . . . . = 7
Tiefe der Mittelpunkte der inneren Krümmungen der Haken unter dem eichelförmigen Ring . . . . = 6
Halbmesser der innern Krümmung . . . . = 1·1
Entfernung der Mittelpunkte der Krümmungen . . . . = 4
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 2·5

Fig. 7. Den Durchmesser des Ketteneisens = 1 gesetzt, so ist:
Höhe des eichelförmigen Ringes . . . . = 7

Tiefe des Mittelpunktes der inneren Krümmung unter dem Ring = 7·5
Durchmesser der inneren Krümmung . . . . = 3·1
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 3·5

103.

Röhren und deren Verbindung. Taf. XXIV.

Zur Bestimmung der Wanddicke der Röhren dienen die nachfolgenden Formeln, in welchen δ die Wanddicke, d den inneren Durchmesser in Centimetern und n die in Atmosphären ausgedrückte Spannung bedeutet, welcher die Röhren mit Sicherheit zu widerstehen im Stande sein sollen:

Material	Formel	
Eisenblech	$\delta = 0{\cdot}00086\,n\,d + 0{\cdot}30$	Centimeter.
Gusseisen	$\delta = 0{\cdot}00238\,n\,d + 0{\cdot}85$	
Kupfer	$\delta = 0{\cdot}00148\,n\,d + 0{\cdot}40$	
Blei	$\delta = 0{\cdot}00242\,n\,d + 0{\cdot}50$	
Zink	$\delta = 0{\cdot}00507\,n\,d + 0{\cdot}40$	
Holz	$\delta = 0{\cdot}03230\,n\,d + 2{\cdot}70$	
Natürliche Steine	$\delta = 0{\cdot}03690\,n\,d + 3{\cdot}00$	
Künstliche Steine	$\delta = 0{\cdot}05380\,n\,d + 4{\cdot}00$	

Wasser- und Gasleitungsröhren werden auf 10 Atmosphären Druck probirt, man muss also n = 10 setzen, um vermittelst obiger Formeln praktisch brauchbare Metalldicke für derartige Röhren zu erhalten.

Für die Wanddicke der Dampfkessel gelten besondere Regeln, die später folgen.

Die Abmessungen (in Centimetern) der Verbindungstheile, nämlich der Flantschen, Schrauben und Muffen, sind nach folgenden Regeln zu nehmen. Länge eines Röhrenstücks . . $l = 200 + 5\,d$

Flantschen. Fig. 9.

Länge einer Flantsche . . . . $1 + 1{\cdot}8\,\delta$
Dicke einer Flantsche . . . . $0{\cdot}33 + 1{\cdot}17\,\delta$
Anzahl der Schrauben . . . . $3 + \frac{d}{7}$
Durchmesser eines Schraubenbolzen . . . . $0{\cdot}33 + 1{\cdot}17\,\delta$

Muffen. Fig. 10.

Innere Länge einer Muffe . . . . $d + 2\,\delta$
Innerer Durchmesser einer Muffe . . . . $d + 4{\cdot}4\,\delta$
Metalldicke einer Muffe . . . . $1{\cdot}2\,\delta$

Auf Tafel XXIV sind die gebräuchlichsten Röhrenverbindungen dargestellt.

Fig. 3. Verbindung zweier Röhren von Kupferblech vermittelst einer Schraube von Messing.
Fig. 4. Verbindung zweier Röhren von Messing vermittelst einer Schraube von Messing.
Fig. 5. Verbindung einer Röhre von Kupferblech mit einem Cylinder aus irgend einem Metall.
Fig. 7 und 8. Verbindung schmiedeiserner Röhren für Gasleitung und Wasserheitzung.
Fig. 9. Verbindung zweier gusseiserner Röhren mit Flantschen, für Wasserleitungen.
Fig. 10. Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen vermittelst Muffen für Wasser- und Gasleitungen.
Fig. 11 Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Stopfbüchse.
Fig. 12. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Lederdichtung.

104.

Deckel und Stopfbüchsen für Dampfcylinder und Pumpencylinder.
Tafel XXIV.

Fig. 2 und 6. Stopfbüchsen aus Messing für kleinere Cylinder.
Fig. 1. Deckel mit Stopfbüchse für grössere Dampf- und Pumpen-Cylinder.

Für diese grösseren Deckel gelten folgende Regeln.

Nennt man:

D den Durchmesser des Dampf- oder Pumpen-Cylinders in Centimetern,
δ die Wanddicke des Cylinders in Centimetern, so ist:

Wanddicke des Cylinders . . . . $\delta = 1{\cdot}5 + \frac{D}{60}$

Anzahl der Deckelschrauben . . . . $3 + \frac{D}{7}$

Für alle Dimensionen, welche der Mitteldicke δ proportional gemacht werden dürfen, sind die Verhältnisszahlen in Fig. 1 angegeben.

105.
Ventile.

Tafel XXV zeigt die gebräuchlichsten Ventile.

Fig. 7, 8, 9 10. Kegelventile für kleinere und grössere Pumpen.

Fig. 12. Doppelventile für ganz grosse Pumpwerke.

Fig. 11. Doppelventile für Ventilsteurungen von grossen Dampfmaschinen.

Nennt man: Fig. 7, 8, 9, 10:

d den kleineren, d_1 den grösseren } Durchmesser eines konischen Ventils,

h die Höhe des Ventilkörpers,

so hat man, wenn d gegeben ist, zur Bestimmung von d_1 und h folgende einfache Regeln:

$$d_1 = 1{\cdot}2\,d$$
$$h = 1{\cdot}2 \text{ Centimeter}$$

Fig. 5, 6. Klappenventile von Messing.

Fig. 13, 14. Klappenventile von Leder.

106.
Hahnen von Messing oder Gusseisen. Taf. XXV.

Fig. 1 und 2. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier in derselben geraden Linie liegenden Röhren.

Fig. 3 und 4. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier Röhren, die einen rechten Winkel gegen einander bilden.

Die wichtigeren Verhältnisszahlen sind in der Zeichnung angegeben.

107.
Schieber und Klappen für Wasser-, Luft- und Gasleitungen. Taf. XXVI.

108.
Kolben für Dampfmaschinen und Pumpen. Taf. XXVII.

Auf dieser Tafel sind die gebräuchlichsten Kolben zusammengestellt.

a) Kolben für Dampfmaschinen. Fig. 1. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei übereinanderliegenden Dichtungsringen aus Messing oder Gusseisen. Diese Construction

ist nur für kleinere Kolben bis zu 40 Centimeter Durchmesser anwendbar. Fig. 3. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei über einander liegenden Segmentschichten. Diese Construction ist bei kleineren und grösseren Dimensionen anwendbar. Bezeichnet man den Durchmesser des Kolbens in Centimetern gemessen mit D, so ist die Höhe der Metalldichtung zu nehmen gleich:

$$4\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

Fig. 5. Grund- und Aufriss eines Dampfkolbens mit Hanfdichtung. Höhe der Dichtung gleich:

$$8\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

b) Pumpenkolben. Fig. 2. Taucherkolben für kleine messingene Pumpen. Fig. 7. Kolben für grössere Hebepumpen. Fig. 8. Kolben für gewöhnliche Brunnenpumpen. Fig. 9. Kolben für einfach- und doppeltwirkende Druckpumpen. Fig. 10. Ordinäre Kolben für Druckpumpen, der Körper von Holz. Fig. 11. Kolben für grössere Warmwasser-Hebepumpen mit Hanfdichtung. Fig. 12. Kolben für kleinere Warmwasser-Pumpen mit Hanfdichtung. Die Höhe der Dichtung oder die Höhe des Kolbens ist für alle diese Anordnungen gleich:

$$8\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

c) Gebläsekolben. Fig. 4. Bruckstück eines Gebläsekolbens mit Lederdichtung. Fig. 6. Bruckstück eines Gebläsekolbens mit Hanfdichtung.

Resultate aus dem Baufach.

109.

Mauerdicke der Wohn- und Fabrikgebäude.

Nennt man:

t die Tiefe des Gebäudes, d. h. die auf die Richtung des Dachfirstes senkrechte Hauptabmessung des Gebäudes:

h_1, h_2, h_3, die Höhe der Stockwerke, in der Richtung von oben nach unten gezählt;

e_1, e_2, e_3, die Mauerdicken in den einzelnen Stockwerken, so ist:

$$e_1 = \frac{t}{40} + \frac{h_1}{25}$$

$$e_2 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2}{25}$$

$$e_3 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2 + h_3}{25}$$

Wenn jedes Stockwerk 4 Meter hoch ist, erhalten die Mauern die in folgender Tabelle enthaltenen Abmessungen:

	Dicke der Mauer, wenn die Tiefe des Gebäudes							
	6^m	8^m	10^m	12^m	14^m	16^m	18^m	20^m
Im 1. Stockwerk .	0·31	0·36	0·41	0·46	0·51	0·56	0·61	0·66
„ 2. „ . .	0·47	0·52	0·57	0·62	0·67	0·72	0·77	0·86
„ 3. „ . .	0·63	0·68	0·73	0·78	0·83	0·88	0·93	0·98
„ 4. „ . .	0·79	0·84	0·89	0·94	0·99	1·04	1·09	1·14
„ 5. „ . .	0·95	1·00	1·05	1·10	1·15	1·20	1·25	1·30
„ 6. „ . .	1·11	1·16	1·21	1·26	1·31	1·36	1·41	1·46

110.

Profile der Futtermauern.

Es sei für eine Futtermauer mit vertikaler Hinterfläche und geneigter Vorderfläche:

h die Höhe der Futtermauer;

b die obere } Dicke der Mauer;
B die untere }

α der Neigungswinkel der Vorderfläche gegen die vertikale Richtung,

so hat man zur Bestimmung von B und b die Gleichungen:

$$\frac{B}{h} = \sqrt{0{\cdot}285^2 + \frac{1}{3}\,\text{tang.}^2\,\alpha}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{B}{h} - \text{tang.}\,\alpha$$

Aus diesen Gleichungen folgt:

Für tang. $\alpha =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{20}$	0
$\frac{B}{h} =$	0·308	0·301	0·294	0·291	0·289	0·286	0·285
$\frac{b}{h} =$	0·108	0·135	0·169	0·191	0·206	0·236	0·285

111.

Dicke der Gewölbe und der Widerlagermauern.

In der folgenden Tabelle haben die Buchstaben r g w folgende Bedeutung:

r Halbmesser der Krümmung der innern Gewölbslinie am Scheitel. Wenn die innere Wölbung ein Kreisbogen oder ein Halbkreis ist, so bedeutet r den Halbmesser dieses Kreisbogens oder Halbkreises;

g die Dicke des Gewölbes im Scheitel;

w Dicke der Widerlagermauer. Diese Dicken sind unter der Voraussetzung berechnet worden, dass die Widerlagermauern unendlich hoch seien; die Tabellenwerthe für w gewähren daher unter allen Umständen hinreichende Sicherheit.

r	g	Aeussere und innere Wölbung parallel.		Gewölbe mit Hinter-maurung.		Aeussere Begränzung, gerade.	
		$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w
Meter.	Meter.		Meter.		Meter.		Meter.
0·3	0·34	1·33	0·40	1·73	0·52	1·30	0·39
0·4	0·35	1·23	0·45	1·62	0·65	1·29	0·52
0·6	0·37	1·05	0·63	1·40	0·84	1·11	0·67
0·8	0·38	0·82	0·65	1·15	0·92	0·88	0·70
1·0	0·39	0·78	0·78	1·09	1·09	0·79	0·79
1·2	0·41	0·76	0·91	1·08	1·29	0·74	0·89
1·4	0·42	0·74	1·04	1·06	1·48	0·74	1·04
1·6	0·44	0·71	1·14	1·05	1·68	0·73	1·17
1·8	0·45	0·70	1·26	1·04	1·87	0·73	1·31
2·0	0·46	0·68	1·36	1·03	2·06	0·72	1·44
2·2	0·48	0·67	1·47	1·03	2·27	0·71	1·56
2·4	0·49	0·66	1·58	1·02	2·45	0·70	1·68
2·6	0·51	0·65	1·69	1·01	2·63	0·70	1·82
2·8	0·52	0·64	1·79	1·00	2·80	0·70	1·96
3·0	0·53	0·63	1·89	1·00	3·00	0·70	2·10
3·2	0·55	0·62	1·98	1·00	3·20	0·69	2·21
3·4	0·56	0·61	2·07	1·00	3·40	0·68	2·31
3·6	0·58	0·60	2·16	0·99	3·56	0·68	2·45
3·8	0·59	0·59	2·24	0·99	3·76	0·68	2·58
4·0	0·60	0·59	2·36	0·99	3·96	0·67	2·68
4·2	0·62	0·58	2·44	0·99	4·16	0·67	2·81
4·4	0·63	0·58	2·55	0·98	4·31	0·66	2·90
4·6	0·65	0·58	2·67	0·98	4·51	0·66	3·04
4·8	0·66	0·57	2·74	0·98	4·70	0·66	3·17
5·0	0·67	0·57	2·85	0·98	4·90	0·66	3·30
5·2	0·69	0·56	2·91	0·98	5·09	0·66	3·43
5·4	0·70	0·56	3·02	0·98	5·29	0·66	3·56
5·6	0·72	0·56	3·14	0·98	5·49	0·66	3·70
5·8	0·73	0·55	3·19	0·97	5·63	0·65	3·77
6·0	0·74	0·55	3·30	0·97	5·82	0·65	3·90
6·2	0·76	0·54	3·35	0·97	6·01	0·65	4·03
6·4	0·77	0·54	3·46	0·97	6·21	0·65	4·16
6·6	0·79	0·54	3·56	0·97	6·40	0·65	4·29
6·8	0·80	0·53	3·60	0·97	6·59	0·65	4·42
7·0	0·81	0·53	3·71	0·97	6·79	0·65	4·55

112.

Dachstühle.

Auf Tafel XXVIII und XXIX sind verschiedene Dachstühle dargestellt.

113.

Fabrikgebäude.

Tafel XXX ist ein Querschnitt eines höheren Fabrikgebäudes mit verschiedenen Säulenconstructionen.

Tafel XXXI, Detailconstructionen für den inneren Einbau des Fabrikgebäudes.

VIERTER ABSCHNITT.

Reibung zwischen festen Körpern
und
Steifheit der Seile.

114.

Gesetze der Reibung.

Der Widerstand, welcher sich äussert, wenn zwei feste Körper gegen einander gedrückt sind, und einer auf dem andern hinbewegt werden soll, ist der Erfahrung gemäss:

1) unabhängig von der Grösse der Fläche, in der sich die Körper berühren;

2) unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt;

3) proportional dem Druck, mit welchem die Körper gegen einander gepresst sind.

Nennt man:
P diesen Druck in Kilogrammen,
F den in Kilogrammen ausgedrückten Reibungswiderstand,
so ist:

$\frac{F}{P}$ eine von der Grösse der Berührungsflächen und von der Geschwindigkeit der Bewegung unabhängige Grösse, die jedoch von der materiellen Beschaffenheit der Körper und von dem Zustande der Berührungsflächen, so wie auch von dem Umstande abhängt, ob die Körper aus einem Ruhezustande, der längere Zeit andauerte, in Bewegung gebracht werden sollen, oder ob eine bereits vorhandene Bewegung weiter fortgesetzt werden soll. Man nennt dieses Verhältniss bekanntlich den Reibungscoefficienten. Bezeichnet man denselben mit f, so hat man:

$$\frac{F}{P} = f \qquad F = P f \qquad P = \frac{F}{f}$$

Die Werthe von f für die verschiedenen Materialien und für die verschiedenen Umstände, welche auf f Einfluss haben, sind in folgenden Tabellen enthalten.

115.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten zur Berechnung des Widerstandes, welcher sich am Anfang einer Bewegung äussert.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberflächen.	Reibungs-coeffizient.
Eiche auf Eiche.	parallel	ohne Schmiere	0·62
	"	mit trockener Seife	0·44
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·54
	"	mit Wasser befeuchtet	0·71
	Hirn auf platt liegendem	ohne Schmiere	0·43
Eiche auf Ulme.	parallel	" "	0·38
Ulme auf Eiche.	"	" "	0·69
	"	mit trockener Seife	0·41
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·57
Esche, Tanne, Buche, Vogelbeer auf Eiche	parallel	" "	0·53
Gegerbtes Leder auf Eiche. .	das Leder platt liegend	" "	0·61
	das Leder auf der Kante	" "	0·43
		m. Wasser befeucht.	0·79
Schwarze lederne Riemen auf ebener Eichenfläche	parallel	ohne Schmiere	0·74
Schwarze lederne Riemen auf einer eichenen Trommel . . .	rechtwinklig	" "	0·47
Ungesponnener Hanf auf Eiche	parallel	" "	0·50
		mit Wasser	0·87
Hanfseil auf Eiche.	"	ohne Schmiere	0·80
Schmiedeisen auf Eiche . . .	"	" "	0·62
		mit Wasser	0·65
Gusseisen auf Eiche	"	" "	0·65
Gelbguss auf Eiche	"	ohne Schmiere	0·62
		mit Wasser	0·62
Rindsleder bei Kolben auf Gusseisen	platt oder auf der Kante	mit Oel, Seife oder Schweinefett	0·12
Lederne Riemen auf gusseisernen Rollen	platt liegend	ohne Schmiere	0·28
		mit Wasser	0·38
Gusseisen auf Gusseisen. . .	. . . .	ohne Schmiere	0·16*
Schmiedeisen auf Gusseisen .	. . . .	" "	0·19
Eiche, Ulme, Weissbuche, Eisen, Gusseisen und Bronze, zwei und zwei eines auf dem andern	. . . .	mit Talg	0·10**
		mit Oel oder Schweinefett	0·15***
Rogenstein auf Rogenstein . .	. . . .	ohne Schmiere	0·74

*) Die Oberflächen wenig fett. — **) Die Berührung dauerte nicht lange genug, um die Schmiere hinaus zu drücken. — ***) Die Berührung dauerte lange genug, die Schmiere wegzudrücken und einen nur wenig fettigen Zustand herbeizuführen.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungscoeffizient.
Muschelkalk auf Rogenstein	. . . .	ohne Schmiere	0·75
Backstein auf Rogenstein	. . . .	" "	0·67
Eichen auf Rogenstein	auf dem Hirn	" "	0·63
Schmiedeisen auf Rogenstein	. . . .	" "	0·49
Muschelkalk auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·70
Rogenstein auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·75
Backstein auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·67
Schmiedeisen auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·42
Eiche auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·64
Rogenstein auf Rogenstein	. . . .	mit Mörtel aus drei Theilen feinem Sand und einem Theil hydraulischem Kalk	0·74*

116.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten für die Fortsetzung einer Bewegung.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungscoeffizient.
Eiche auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·48
	"	mit trockener Seife	0·16
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·34
	"	mit Wasser	0·25
	Hirnholz auf den Fasern	ohne Schmiere	0·19
Ulme auf Eiche	parallel	" "	0·43
	rechtwinklig	" "	0·45
	parallel	" "	0·25
Esche, Tanne, Buche, wilder Birnbaum und Vogelbeer auf Eiche	"	" "	0·36—0·40
Schmiedeisen auf Eiche	"	" "	0·62
		mit Wasser	0·26
		mit trockener Seife	0·21
Gusseisen auf Eiche	"	ohne Schmiere	0·49
		mit Wasser	0·22
		mit trockener Seife	0·19
Gelbguss auf Eiche	"	ohne Schmiere	0·62
Schmiedeisen auf Ulme	"	" "	0·25
Gusseisen auf Ulme	"	" "	0·20
Lederne Riemen auf Eiche	"	" "	0·27

*) Nach einer Berührung von 10' bis 15'.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungs-coeffizient.
Gegerbtes Leder auf Eiche. .	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere	0·30—0·35
		mit Wasser	0·29
Gegerbtes Leder auf Gusseisen oder Bronze	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere	0·56
		mit Wasser	0·36
		fett und mit Wasser	0·23
		mit Oel geschmiert	0·15
Ungesponnener Hanf od. Hanfseile auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·52
	rechtwinklig	nass	0·33
Eiche und Ulme auf Gusseisen	parallel	ohne Schmiere	0·38
Wilder Birnbaum auf Gusseisen	"	" "	0·44
Schmiedeisen auf Schmiedeisen	. . . .	" "	*
Schmiedeisen auf Gusseisen u. Bronze	. . . .	" "	0·18**
Gusseisen auf Gusseisen und Bronze	. . . .	" "	0·15**
Bronze auf Bronze	. . . .	" "	0·20
Bronze auf Gusseisen . . .	. . . .	" "	0·22
Bronze auf Schmiedeisen .	. . . .	" "	0·16***
Eiche, Ulme, Weissbuche, wilder Birnbaum, Gusseisen, Schmiedeisen, Stahl u. Bronze eines auf dem andern oder sich selbst.	. . . .	auf gewöhnliche Art geschm. mit Talg, Schweinefett, Oel, Wagenschm. etc.	0·07—0·08 †
		nur wenig fettes Anfühlen	0·15
Rogenstein auf Rogenstein .	. . . .	ohne Schmiere	0·64
Muschelkalk auf Rogenstein .	. . . .	" "	0·67
Backstein " "	. . . .	" "	0·65
Eiche " "	auf dem Hirn	" "	0·38
Schmiedeisen " "	parallel	" "	0·38
Muschelkalk auf Muschelkalk	. . . .	" "	0·69
Rogenstein " "	. . . .	" "	0·65
Backstein " "	. . . .	" "	0·60
Eiche " "	auf dem Hirn	" "	0·38
Schmiedeisen " "	parallel	" "	0·24
		nass	0·30

*) Die Oberflächen greifen sich ohne Schmiere an. — **) Die Oberflächen waren noch etwas fett. — ***) Ein wenig fettig. — †) Ist die Schmiere fortwährend erneuert und gleichförmig vertheilt, so kann dieses Verhältniss bis zu 0·05 herabsinken.

117.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten für Zapfen und Wellen, die sich in Lagern drehen.

Angabe der Oberflächen.	Zustand der Oberflächen.	Reibungscoeffizient, wenn die Schmiere erneuert wird.	
		auf gewöhnliche Art	ununterbrochen
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder mit weicher Wagenschmiere .	0·07—0·08	0·054
	mit denselben Schmieren, nass	0·08	—
	mit Asphalt	0·054	—
	fettig	0·14	—
	fettig und nass	0·14	—
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder weicher Wagenschmiere .	0·07—0·08	0·054
	fettig	0·16	—
	fettig und nass	0·16	—
	sehr wenig fettig.	0·19	—*)
	ohne Schmiere	0·18	—**)
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Oel oder Schweinefett	—	0·090
	fettig von Oel oder Schweinefett	0·10	—
	fettig von Schweinefett und Graphit	0·14	—
Zapfen von Schmiedeisen auf gusseisernen Lagern	geschmiert mit Olivenöl, Talg, Schweinefett oder weicher Wagenschmiere . . .	0·07—0·08	0·054
Zapfen von Schmiedeisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett oder Talg. .	0·07—0·08	0·054
	geschmiert mit fester Wagenschmiere	0·09	—
	fett und nass	0·19	—
	sehr wenig fett	0·25	—***)
Schmiedeiserne Zapfen auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Oel oder Schweinefett	0·11	—
	fett	0·19	—
Zapfen von Bronze auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oel	0·10	—
	geschmiert mit Schweinefett	0·09	—
Zapfen von Bronze auf Lagern v. Gusseisen	geschmiert mit Oel oder Talg	—	0·045 bis 0·052
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Schweinefett	0·12	—
	fettig	0·15	—
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Schweinefett	—	0·07

*) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen. — **) Die Oberflächen sind etwas fettig. — ***) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen.

118.

Effektverlust durch Reibung bei liegenden Zapfen oder Wellen.

Nennt man:

d den Durchmesser des Zapfens in Centimetern;
P den Druck des Zapfens gegen die Pfanne in Kilogrammen;
f den Reibungs-Coefficienten;
e den Effectverlust in Klgm., welcher durch die Zapfenreibung entsteht;
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens per 1 Minute;
so ist:

$$e = \frac{n\,d\,P\,f}{1910}\ \text{Klgm.}$$

119.

Effektverlust durch Reibung bei stehenden Zapfen.

Nennt man:

P den Druck auf die Umfangsfläche des Zapfens;
P_1 den Druck auf die Grundfläche des Zapfens;
n, d, f, e wie bei Nr. 118;
so ist:

$$e = \frac{n\,d\,f}{1910}\left(P + \frac{2}{3}\,P_1\right)$$

120.

Reibung auf der schiefen Ebene.

Nennt man:

Q das Gewicht des Körpers;
α den Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont;
P die Kraft in Kilogrammen, welche erforderlich ist, um den Körper längs der schiefen Ebene hinaufzuziehen;
p die Kraft, welche erforderlich ist, um das Herabgleiten des Körpers längs der schiefen Ebene zu verhindern;
β den Winkel, welchen die Richtung von P oder von p mit der schiefen Ebene bildet;
f den Reibungs-Coefficienten;
so ist:

$$P = Q \frac{\sin.\alpha + f\cos.\alpha}{\cos.\beta + f\sin.\beta}$$

$$p = Q \frac{\sin.\alpha - f\cos.\alpha}{\cos\beta - f\sin.\beta}$$

121.

Reibung bei der Schraube.

Wenn eine Schraube mit Mutter angewendet wird, kommen jederzeit zweierlei Reibungen vor. 1) Die Reibung zwischen Mutter und Spindel. 2) Die Reibung des Theiles, welcher gedreht wird (Mutter oder Spindel) gegen eine gewisse Widerhaltfläche. Nennt man

$P\ P_1$ die Kräfte, welche am äusseren Umfang der Schraubenfläche wirken müssen, um jene beiden Reibungswiderstände und den Hauptwiderstand Q zu überwinden;

Q die Kraft in Kilogrammen, mit welcher Mutter und Spindel nach der Richtung ihrer Axen gegen einander gepresst werden;

α den Neigungswinkel der äusseren Schraubenlinie der Spindel;

β für eine Schraube mit dreieckigem Gewind die Hälfte des Kantenwinkels;

D den Durchmesser der Schraubenspindel;

$d_1\ d_0$ den äusseren und den inneren Durchmesser der im allgemeinen ringförmigen Berührungsfläche zwischen dem sich drehenden Theile und der Widerhaltsfläche;

$f\ f_1$ die Reibungs-Coeffizienten, welche den Widerständen F und F_1 entsprechen.

So ist annähernd:

für Schrauben mit flachen Gewinden

$$P = Q \frac{\text{tang.}\,\alpha + f}{1 - f\,\text{tang.}\,\alpha}$$

für Schrauben mit scharfen Gewinden

$$P = Q \frac{\text{tang.}\,\alpha\cos.\beta + f}{\cos.\beta - f\,\text{tang.}\,\alpha}$$

$$P_1 = \frac{2}{3}\,\frac{Q}{D}\,\frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2}\,f_1$$

122.

Reibung bei der Schraube ohne Ende.

Die Kraft P, welche am Umfange der Schraube ohne Ende wirken muss, um die zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades stattfindende Reibung und den Hauptwiderstand Q zu überwinden, ist annähernd:

für eine Schraube mit flachen Gewinden $P = Q\frac{\text{tang.}\,\alpha + f}{1 - f\,\text{tang.}\,\alpha}$

für eine Schraube mit scharfen Gewinden $P = Q\frac{\text{tang.}\,\alpha \cos.\,\beta + f}{\cos.\,\beta - f\,\text{tang.}\,\alpha}$

wobei Q den Widerstand bedeutet, welcher am Umfang des Rades der Bewegung entgegenwirkt, und α β wie in voriger Nr. zu verstehen sind.

123.

Reibungswiderstand der verzahnten Räder.

Nennt man:

Q die Kraft, welche am Umfange der Räder wirkt;
M m die Anzahl der Zähne des grösseren und kleineren Rades;
R den Halbmesser des grösseren Rades in Metern;
n die Anzahl der Umdrehungen des Rades R in einer Minute;
α den Winkel, welchen bei Kegelrädern die Axen derselben mit einander bilden;
f den Reibungs-Coeffizienten, welcher den auf einander wirkenden Zahnflächen entspricht;
F die Kraft in Kilogrammen; welche am Umfange der Räder wirkend, die Reibung der Zähne zu überwinden vermag;
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Zahnreibung erforderlich ist; — so ist annähernd:

a) Für Stirnräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047\,.\,n\,R\,f\,Q\,\pi\left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right)$$

b) Für Stirnräder mit innerer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047\, n\, R\, f\, Q\, \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

c) Für Kegelräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M m} \cos.\alpha}$$

$$e = 0{\cdot}1047\, n\, R\, f\, Q\, \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M m} \cos.\alpha}$$

124.

Reibung eines Seiles um einen ruhenden Cylinder.

Nennt man:

s die Länge des Bogens, längs welchem der Cylinder vom Seil berührt wird;
r den Halbmesser des Cylinders;
f den Reibungs-Coeffizienten:
$e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;
Q den Widerstand oder die Last, welche an einem der beiden Enden des Seiles wirkt:
P die Kraft, welche an dem andern Ende des Seiles wirken muss, um sowohl Q als auch die am Umfang des Cylinders stattfindende Reibung zu überwinden; so ist:

$$P = Q e^{f \frac{s}{r}}$$

125.

Reibung einer liegenden Transmissionswelle.

Nennt man:

E den Effekt in Klgmtr., welchen die Welle überträgt;
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Gewicht der Welle entsteht;

L die Länge der Welle in Metern;
f den Reibungs-Coeffizienten für die Berührung zwischen der Welle und den Lagern;

so ist, wenn die Welle eine der Kraft, welche dieselbe überträgt, angemessene Stärke hat:

$$\frac{e}{E} = \frac{1}{60} L f$$

Hinsichtlich des Effektverlustes, welcher aus dem Gewicht einer Welle entspringt, ist daher eine starke und langsam gehende Transmission gleich einer schwachen und schnelllaufenden.

126.

Effektverlust einer Uebersetzung mit Rollen und Riemen.

Nennt man:

$d\, d_1$ die Durchmesser der beiden Wellen;
$D\, D_1$ die Durchmesser der mit denselben verbundenen Rollen;
E den Effekt in Klgmtr., welcher vermittelst der Rollen- und vermittelst des Riemens von einer Axe auf die andere übertragen wird:
f den Reibungs-Coeffizienten für die Bewegung der Axen in den Lagern;
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Druck entsteht, mit welchem die Axen, vermöge der in dem Riemen herrschenden Spannungen, gegen die Lager gepresst werden; —

so ist, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen wird; und wenn ferner die Spannung des Riemens gerade nur so gross ist, dass kein Gleiten des Riemens eintritt:

$$\frac{e}{E} = 3 f \left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1}\right)$$

127.

Steifheit der Seile.

Die genaue Berechnung des Widerstandes, den die Seile durch ihre Steifheit verursachen, ist für praktische Berechnungen zu um-

ständlich; annähernd findet man diesen Widerstand durch folgenden Ausdruck:

$$0{\cdot}26\ Q\ \frac{\delta^2}{D}\ \text{Kilogr.}$$

Dabei bezeichnet:

Q die Spannung, die in dem sich aufwickelnden Seilstück vorhanden ist;

δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern;

D den Durchmesser der Rolle in Centimetern.

Um sowohl den Widerstand Q, als auch die Steifheit des Seiles zu überwinden, ist demnach an dem ablaufenden Seilstück eine Kraft erforderlich von:

$$Q\left(1 + 0{\cdot}26\ \frac{\delta^2}{D}\right)\ \text{Kilogr.}$$

128.

Annäherungs-Ausdruck für $\sqrt{x^2 + y^2}$.

Die Berechnung der Widerstände, welche bei zusammengesetzteren Maschinen vorkommen, wird oft sehr verwickelt, weil man auf Ausdrücke von der Form $\sqrt{x^2 + y^2}$ geführt wird; es ist daher für derlei Rechnungen sehr wünschenswerth, für jene Wurzelgrösse einen Ausdruck von der Form: $\alpha\,x + \beta\,y$ ausfindig zu machen. Die Constanten α und β können, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen der Werth des Verhältnisses $\frac{x}{y}$ liegt, nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt werden.

Es sei:

tang. φ_1 und tang. φ_0 der grösste und der kleinste Werth von $\frac{x}{y}$ innerhalb welchen der wahre Werth dieses Verhältnisses liegt, dann findet man die Werthe von α und β, durch welche die Differenz $\sqrt{x^2 + y^2} - (\alpha\,x + \beta\,y)$ zwischen dem wahren und dem Annäherungs-Ausdruck möglichst klein ausfällt, durch folgende Ausdrücke:

$$\alpha = 2\ \frac{\cos.\varphi_0 - \cos.\varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin.(\varphi_1 - \varphi_0)}$$

$$\beta = 2\ \frac{\sin.\varphi_1 - \sin.\varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin.(\varphi_1 - \varphi_0)}$$

Wenn man also weiss, dass $\frac{x}{y} > \text{tang.}\,\varphi_0$, $\frac{x}{y} < \text{tang.}\,\varphi_1$ ist, so kann man setzen:

$$\sqrt{x^2+y^2} = 2\,\frac{\cos.\varphi_0 - \cos.\varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin.(\varphi_1 - \varphi_0)}\,x + 2\,\frac{\sin.\varphi_1 - \sin.\varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin.(\varphi_1 - \varphi_0)}\,y$$

Gewöhnlich weiss man über die Werthe von x und y nur, welcher von denselben der grössere ist. Es sei also:

$$y > x$$

dann ist:

$$\text{tang.}\,\varphi_0 = 0 \qquad \text{tang.}\,\varphi_1 = 1$$
$$\varphi_0 = 0 \qquad \varphi_1 = \frac{\pi}{4}$$

und man findet:

$$\sqrt{x^2+y^2} = 0{\cdot}393\,x + 0{\cdot}947\,y$$

Diese Formeln haben nur dann zur Vereinfachung von Rechnungen einen Werth, wenn x und y Ausdrücke sind, welche die zu suchenden Grössen enthalten, oder auch wenn x und y selbst die zu suchenden Grössen sind.

129.

Flaschenzüge.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern;

d den Durchmesser der Axen, auf welchen sich die Rollen drehen, in Centimetern;

D den Durchmesser der Rollen in Centimetern;

f den Reibungs-Coeffizienten für die Reibung der Rollen auf den Axen;

n die Anzahl der Rollen einer Flasche;

Q in Kilogrammen die an den Flaschenzug gehängte Last, welche gehoben werden soll;

P die Kraft in Kilogrammen, welche an dem freien Ende des Seiles wirken muss, um die Last aufzuziehen;

T die Spannung in Kilogrammen des innersten, an die unbewegliche Flasche befestigten Seilstückes, so ist:

$$\frac{Q}{P} = \frac{K^{2n} - 1}{K^{2n}(K-1)}$$

$$T = \frac{P}{K^{2n}}$$

$$K = 1 + 0{\cdot}26 \frac{\delta^2}{D} + 2 f \frac{d}{D}$$

Setzt man: $\delta = 3$, $d = 5$, $D = 27$, $f = 0{\cdot}16$, so wird $K = 1{\cdot}15$ und dann findet man:

n =	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{Q}{2nP}$ =	0·75	0·63	0·56	0·50	0·45	0·40	0·37
$\frac{T}{P}$ =	0·57	0·43	0·33	0·25	0·18	0·14	0·10

Die wichtigsten Abmessungen für Flaschenzüge sind:

a) Flaschenzüge mit Seilen.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . n =	2	3	4
Durchmesser des Seiles in Centimetern . .	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	7δ	7δ	7δ
P Zugkraft am freien Seil-Ende	$81\delta^2$	$81\delta^2$	$81\delta^2$
Q Last, welche mit Sicherheit an den Flaschenzug gehängt werden darf	$243\delta^2$	$308\delta^2$	$365\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher sich die Rollen drehen	$0{\cdot}9\delta$	$1{\cdot}1\delta$	$1{\cdot}2\delta$

b) Flaschenzüge für Ketten.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . n =	2	3	4
Durchmesser des Ketteneisens	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	21δ	21δ	21δ
Zugkraft am freien Ende der Kette . . .	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$	$1300\delta^2$
Last, welche mit Sicherheit gehoben werden kann	$3900\delta^2$	$5040\delta^2$	$5850\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durckmesser der Axe, auf welcher die Rollen sich drehen	$3{\cdot}5\delta$	4δ	4.3δ

FÜNFTER ABSCHNITT.

Resultate aus der Hydraulik.

Tafel XXXII.

Ausfluß des Wassers.

130.

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus einer Oeffnung in einer dünnen Wand ausfliesst.

Es müssen hier mehrere Fälle unterschieden werden.

a. Die Oeffnung mündet in die freie Luft und befindet sich in einer Seitenwand, Fig 4 In diesem Falle ist die Geschwindigkeit V, mit welcher ein Wassertheilchen in einem Punkt austritt, der sich in einer Tiefe h unter der Oberfläche des Wassers befindet, gleich $\sqrt{2gh}$; dagegen ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch die ganze Oeffnung ausfliesst, $\sqrt{2gH}$; wobei H die Tiefe des Schwerpunktes der Ausflussöffnung unter dem Wasserspiegel bedeutet. Die erstere dieser Regeln ist genau, die letztere ist nur annähernd richtig, und die Annäherung ist um so grösser, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit der Tiefe H sind.

b. Die Oeffnung mündet ins Freie, und befindet sich am Boden des Gefässes, Fig. 5. Hier ist die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in irgend einem Punkt der Oeffnung austritt, so wie auch die mittlere Geschwindigkeit nahe $\sqrt{2gh}$. Diese Regel ist um so genauer, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit h sind.

c. Die Ausflussöffnung befindet sich unter Wasser an irgend einem Ort der Gefässwand, Fig. 6. Bezeichnet man den Vertikalabstand der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes mit h, so ist die Ausflussgeschwindigkeit gleich $\sqrt{2gh}$.

131.

Tabelle der Geschwindigkeiten und zugehörigen Druckhöhen.

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe	Geschwindigkeit	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit	Zugehörige Höhe	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M	M.	M.	M.	M
0·01	0·00001	0·40	0·00816	0·79	0·0318	1·18	0·0710
0·02	0·00002	0·41	0·00860	0·80	0·0326	1·19	0·0722
0·03	0·00005	0·42	0·00900	0·81	0·0334	1·20	0·0734
0·04	0·00009	0·43	0·00940	0·82	0·0343	1·21	0·0746
0·05	0·00013	0·44	0·00980	0·83	0·0351	1·22	0·0758
0·06	0·00019	0·45	0·01030	0·84	0·0360	1·23	0·0771
0·07	0·00026	0·46	0·01080	0·85	0·0368	1·24	0·0783
0·08	0·00034	0·47	0·01120	0·86	0·0377	1·25	0·0797
0·09	0·00043	0·48	0·01170	0·87	0·0386	1·26	0·0809
0·10	0·00051	0·49	0·01220	0·88	0·0395	1·27	0·0822
0·11	0·00062	0·50	0·01270	0·89	0·0404	1·28	0·0835
0·12	0·00074	0·51	0·0132	0·90	0·0413	1·29	0·0848
0·13	0·00087	0·52	0·0138	0·91	0·0422	1·30	0·0861
0·14	0·00101	0·53	0·0143	0·92	0·0431	1·31	0·0875
0·15	0·00115	0·54	0·0148	0·93	0·0441	1·32	0·0888
0·16	0·00131	0·55	0·0154	0·94	0·0450	1·33	0·0901
0·17	0·00148	0·56	0·0160	0·95	0·0460	1·34	0·0915
0·18	0·00166	0·57	0·0165	0·96	0·0470	1·35	0·0929
0·19	0·00185	0·58	0·0171	0·97	0·0480	1·36	0·0943
0·20	0·00204	0·59	0·0177	0·98	0·0490	1·37	0·0957
0·21	0·00225	0·60	0·0184	0·99	0·0500	1·38	0·0970
0·22	0·00247	0·61	0·0190	1·00	0·0510	1·39	0·0984
0·23	0·00270	0·62	0·0196	1·01	0·0520	1·40	0·0999
0·24	0·00294	0·63	0·0202	1·02	0·0530	1·41	0·1013
0·25	0·00319	0·64	0·0209	1·03	0·0541	1·42	0·1028
0·26	0·00345	0·65	0·0215	1·04	0·0551	1·43	0·1042
0·27	0·00372	0·66	0·0222	1·05	0·0562	1·44	0·1057
0·28	0·00400	0·67	0·0229	1·06	0·0573	1·45	0·1072
0·29	0·00429	0·68	0·0236	1·07	0·0584	1·46	0·1086
0·30	0·00459	0·69	0·0243	1·08	0·0595	1·47	0·1101
0·31	0·00490	0·70	0·0250	1·09	0·0606	1·48	0·1116
0·32	0·00522	0·71	0·0257	1·10	0·0617	1·49	0·1131
0·33	0·00555	0·72	0·0264	1·11	0·0628	1·50	0·1147
0·34	0·00589	0·73	0·0272	1·12	0·0639	1·51	0·1162
0·35	0·00624	0·74	0·0279	1·13	0·0651	1·52	0·1177
0·36	0·00660	0·75	0·0287	1·14	0·0662	1·53	0·1193
0·37	0·00697	0·76	0·0295	1·15	0·0674	1·54	0·1209
0·38	0·00735	0·77	0·0302	1·16	0·0686	1·55	0·1225
0·39	0·00775	0·78	0·0310	1·17	0·0698	1·56	0·1241

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
1·57	0·1257	2·01	0·2059	2·45	0·3060	2·89	0·4257
1·58	0·1273	2·02	0·2080	2·46	0·3085	2·90	0·4287
1·59	0·1289	2·03	0·2100	2·47	0·3110	2·91	0·4316
1·60	0·1305	2·04	0·2121	2·48	0·3135	2·92	0·4346
1·61	0·1321	2·05	0·2142	2·49	0·3160	2·93	0·4376
1·62	0·1337	2·06	0·2163	2·50	0·3186	2·94	0·4406
1·63	0·1354	2·07	0·2184	2·51	0·3211	2·95	0·4436
1·64	0·1371	2·08	0·2205	2·52	0·3237	2·96	0·4466
1·65	0·1388	2·09	0·2226	2·53	0·3263	2·97	0·4497
1·66	0·1405	2·10	0·2248	2·54	0·3289	2·98	0·4526
1·67	0·1422	2·11	0·2269	2·55	0·3315	2·99	0·4557
1·68	0·1440	2·12	0·2291	2·56	0·3341	3·00	0·4588
1·69	0·1456	2·13	0·2313	2·57	0·3367	3·01	0·4618
1·70	0·1473	2·14	0·2334	2·58	0·3393	3·02	0·4649
1·71	0·1490	2·15	0·2356	2·59	0·3419	3·03	0·4680
1·72	0·1508	2·16	0·2378	2·60	0·3446	3·04	0·4711
1·73	0·1525	2·17	0·2400	2·61	0·3472	3·05	0·4742
1·74	0·1543	2·18	0·2422	2·62	0·3499	3·06	0·4773
1·75	0·1561	2·19	0·2444	2·63	0·3526	3·07	0·4804
1·76	0·1579	2·20	0·2467	2·64	0·3553	3·08	0·4835
1·77	0·1597	2·21	0·2490	2·65	0·3580	3·09	0·4866
1·78	0·1615	2·22	0·2512	2·66	0·3607	3·10	0·4899
1·79	0·1633	2·23	0·2535	2·67	0·3634	3·11	0·4930
1·80	0·1651	2·24	0·2557	2·68	0·3661	3·12	0·4962
1·81	0·1670	2·25	0·2580	2·69	0·3688	3·13	0·4994
1·82	0·1688	2·26	0·2603	2·70	0·3716	3·14	0·5026
1·83	0·1707	2·27	0·2626	2·71	0·3744	3·15	0·5058
1·84	0·1726	2·28	0·2649	2·72	0·3771	3·16	0·5090
1·85	0·1745	2·29	0·2673	2·73	0·3799	3·17	0·5122
1·86	0·1763	2·30	0·2696	2·74	0·3827	3·18	0·5155
1·87	0·1782	2·31	0·2720	2·75	0·3855	3·19	0·5187
1·88	0·1801	2·32	0·2743	2·76	0·3883	3·20	0·5220
1·89	0·1820	2·33	0·2767	2·77	0·3911	3·21	0·5252
1·90	0·1840	2·34	0·2791	2·78	0·3939	3·22	0·5285
1·91	0·1859	2·35	0·2815	2·79	0·3967	3·23	0·5318
1·92	0·1878	2·36	0·2839	2·80	0·3996	3·24	0·5351
1·93	0·1898	2·37	0·2863	2·81	0·4025	3·25	0·5384
1·94	0·1918	2·38	0·2887	2·82	0·4054	3·26	0·5417
1·95	0·1938	2·39	0·2911	2·83	0·4082	3·27	0·5450
1·96	0·1958	2·40	0·2936	2·84	0·4111	3·28	0·5484
1·97	0·1978	2·41	0·2960	2·85	0·4140	3·29	0·5517
1·98	0·1998	2·42	0·2985	2·86	0·4169	3·30	0·5551
1·99	0·2018	2·43	0·3010	2·87	0·4198	3·31	0·5585
2·00	0·2039	2·44	0·3034	2·88	0·4228	3·32	0·5618

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
3·33	0·5652	3·77	0·7245	4·21	0·9035	4·65	1·1022
3·34	0·5686	3·78	0·7283	4·22	0·9078	4·66	1·1069
3·35	0·5721	3·79	0·7322	4·23	0·9121	4·67	1·1117
3·36	0·5755	3·80	0·7361	4·24	0·9164	4·68	1·1164
3·37	0·5789	3·81	0·7400	4·25	0·9207	4·69	1·1212
3·38	0·5823	3·82	0·7438	4·26	0·9251	4·70	1·1260
3·39	0·5858	3·83	0·7478	4·27	0·9294	4·71	1·1308
3·40	0·5893	3·84	0·7517	4·28	0·9337	4·72	1·1356
3·41	0·5927	3·85	0·7556	4·29	0·9381	4·73	1·1404
3·42	0·5962	3·86	0·7595	4·30	0·9425	4·74	1·1452
3·43	0·5997	3·87	0·7634	4·31	0·9469	4·75	1·1501
3·44	0·6032	3·88	0·7674	4·32	0·9513	4·76	1·1549
3·45	0·6067	3·89	0·7713	4·33	0·9557	4·77	1·1598
3·46	0·6102	3·90	0·7753	4·34	0·9601	4·78	1·1647
3·47	0·6138	3·91	0·7793	4·35	0·9646	4·79	1·1695
3·48	0·6173	3·92	0·7833	4·36	0·9690	4·80	1·1744
3·49	0·6209	3·93	0·7873	4·37	0·9734	4·81	1·1793
3·50	0·6244	3·94	0·7913	4·38	0·9779	4·82	1·1842
3·51	0·6280	3·95	0·7953	4·39	0·9823	4·83	1·1891
3·52	0·6316	3·96	0·7993	4·40	0·9869	4·84	1·1941
3·53	0·6352	3·97	0·8034	4·41	0·9913	4·85	1·1990
3·54	0·6388	3·98	0·8074	4·42	0·9958	4·86	1·2040
3·55	0·6424	3·99	0·8115	4·43	1·0003	4·87	1·2090
3·56	0·6460	4·00	0·8156	4·44	1·0048	4·88	1·2139
3·57	0·6497	4·01	0·8197	4·45	1·0094	4·89	1·2189
3·58	0·6533	4·02	0·8238	4·46	1·0140	4·90	1·2239
3·59	0·6569	4·03	0·8279	4·47	1·0185	4·91	1·2289
3·60	0·6606	4·04	0·8320	4·48	1·0231	4·92	1·2339
3·61	0·6643	4·05	0·8361	4·49	1·0276	4·93	1·2389
3·62	0·6680	4·06	0·8402	4·50	1·0322	4·94	1·2440
3·63	0·6717	4·07	0·8444	4·51	1·0368	4·95	1·2490
3·64	0·6754	4·08	0·8485	4·52	1·0414	4·96	1·2541
3·65	0·6791	4·09	0·8527	4·53	1·0460	4·97	1·2591
3·66	0·6828	4·10	0·8569	4·54	1·0507	4·98	1·2642
3·67	0·6866	4·11	0·8611	4·55	1·0553	4·99	1·2693
3·68	0·6903	4·12	0·8653	4·56	1·0599	5·00	1·2744
3·69	0·6940	4·13	0·8695	4·57	1·0646	5·01	1·2795
3·70	0·6978	4·14	0·8737	4·58	1·0692	5·02	1·2846
3·71	0·7016	4·15	0·8779	4·59	1·0739	5·03	1·2897
3·72	0·7054	4·16	0·8821	4·60	1·0786	5·04	1·2948
3·73	0·7092	4·17	0·8864	4·61	1·0833	5·05	1·3000
3·74	0·7130	4·18	0·8906	4·62	1·0880	5·06	1·3051
3·75	0·7168	4·19	0·8949	4·63	1·0927	5·07	1·3103
3·76	0·7206	4·20	0·8992	4·64	1·0974	5·08	1·3155

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
5·09	1·3206	5·53	1·5588	5·97	1·8168	6·41	2·0945
5·10	1·3258	5·54	1·5645	5·98	1·8229	6·42	2·1010
5·11	1·3311	5·55	1·5701	5·99	1·8290	6·43	2·1075
5·12	1·3363	5·56	1·5758	6·00	1·8351	6·44	2·1141
5·13	1·3415	5·57	1·5815	6·01	1·8412	6·45	2·1207
5·14	1·3467	5·58	1·5872	6·02	1·8473	6·46	2·1273
5·15	1·3520	5·59	1·5929	6·03	1·8535	6·47	2·1338
5·16	1·3572	5·60	1·5986	6·04	1·8596	6·48	2·1404
5·17	1·3625	5·61	1·6043	6·05	1·8658	6·49	2·1471
5·18	1·3678	5·62	1·6100	6·06	1·8720	6·50	2·1537
5·19	1·3730	5·63	1·6157	6·07	1·8782	6·51	2·1603
5·20	1·3784	5·64	1·6215	6·08	1·8843	6·52	2·1670
5·21	1·3837	5·65	1·6272	6·09	1·8905	6·53	2·1736
5·22	1·3890	5·66	1·6330	6·10	1·8968	6·54	2·1803
5·23	1·3943	5·67	1·6388	6·11	1·9030	6·55	2·1869
5·24	1·3996	5·68	1·6446	6·12	1·9092	6·56	2·1936
5·25	1·4050	5·69	1·6503	6·13	1·9155	6·57	2·2003
5·26	1·4103	5·70	1·6562	6·14	1·9217	6·58	2·2070
5·27	1·4157	5·71	1·6620	6·15	1·9280	6·59	2·2137
5·28	1·4211	5·72	1·6678	6·16	1·9343	6·60	2·2205
5·29	1·4265	5·73	1·6736	6·17	1·9405	6·61	2·2272
5·30	1·4319	5·74	1·6795	6·18	1·9468	6·62	2·2339
5·31	1·4373	5·75	1·6854	6·19	1·9531	6·63	2·2407
5·32	1·4427	5·76	1·6912	6·20	1·9595	6·64	2·2474
5·33	1·4481	5·77	1·6971	6·21	1·9658	6·65	2·2542
5·34	1·4535	5·78	1·7030	6·22	1·9721	6·66	2·2610
5·35	1·4590	5·79	1·7089	6·23	1·9785	6·67	2·2678
5·36	1·4645	5·80	1·7148	6·24	1·9848	6·68	2·2746
5·37	1·4699	5·81	1·7207	6·25	1·9912	6·69	2·2814
5·38	1·4754	5·82	1·7266	6·26	1·9976	6·70	2·2883
5·39	1·4809	5·83	1·7326	6·27	2·0039	6·71	2·2951
5·40	1·4864	5·84	1·7385	6·28	2·0103	6·72	2·3019
5·41	1·4919	5·85	1·7445	6·29	2·0167	6·73	2·3088
5·42	1·4975	5·86	1·7505	6·30	2·0232	6·74	2·3156
5·43	1·5030	5·87	1·7564	6·31	2·0296	6·75	2·3225
5·44	1·5085	5·88	1·7624	6·32	2·0361	6·76	2·3294
5·45	1·5141	5·89	1·7684	6·33	2·0425	6·77	2·3363
5·46	1·5196	5·90	1·7744	6·34	2·0490	6·78	2·3432
5·47	1·5252	5·91	1·7805	6·35	2·0554	6·79	2·3501
5·48	1·5308	5·92	1·7865	6·36	2·0619	6·80	2·3571
5·49	1·5364	5·93	1·7925	6·37	2·0684	6·81	2·3640
5·50	1·5420	5·94	1·7986	6·38	2·0749	6·82	2·3709
5·51	1·5476	5·95	1·8046	6·39	2·0814	6·83	2·3779
5·52	1·5532	5·96	1·8107	6·40	2·0879	6·84	2·3849

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
6·85	2·3919	7·29	2·7090	7·73	3·0459	8·17	3·4025
6·86	2·3989	7·30	2·7164	7·74	3·0538	8·18	3·4108
6·87	2·4059	7·31	2·7239	7·75	3·0617	8·19	3·4192
6·88	2·4129	7·32	2·7313	7·76	3·0696	8·20	3·4275
6·89	2·4199	7·33	2·7388	7·77	3·0775	8·21	3·4359
6·90	2·4269	7·34	2·7463	7·78	3·0854	8·22	3·4443
6·91	2·4339	7·35	2·7538	7·79	3·0933	8·23	3·4526
6·92	2·4410	7·36	2·7613	7·80	3·1013	8·24	3·4610
6·93	2·4481	7·37	2·7688	7·81	3·1092	8·25	3·4695
6·94	2·4551	7·38	2·7763	7·82	3·1172	8·26	3·4779
6·95	2·4622	7·39	2·7838	7·83	3·1252	8·27	3·4863
6·96	2·4693	7·40	2·7914	7·84	3·1332	8·28	3·4947
6·97	2·4764	7·41	2·7989	7·85	3·1412	8·29	3·5032
6·98	2·4835	7·42	2·8065	7·86	3·1492	8·30	3·5116
6·99	2·4906	7·43	2·8140	7·87	3·1572	8·31	3·5201
7·00	2·4978	7·44	2·8216	7·88	3·1652	8·32	3·5286
7·01	2·5049	7·45	2·8292	7·89	3·1733	8·33	3·5371
7·02	2·5121	7·46	2·8368	7·90	3·1813	8·34	3·5455
7·03	2·5192	7·47	2·8444	7·91	3·1894	8·35	3·5541
7·04	2·5264	7·48	2·8521	7·92	3·1974	8·36	3·5626
7·05	2·5336	7·49	2·8597	7·93	3·2055	8·37	3·5711
7·06	2·5408	7·50	2·8673	7·94	3·2136	8·38	3·5796
7·07	2·5480	7·51	2·8750	7·95	3·2217	8·39	3·5882
7·08	2·5552	7·52	2·8826	7·96	3·2298	8·40	3·5968
7·09	2·5624	7·53	2·8903	7·97	3·2380	8·41	3·6053
7·10	2·5696	7·54	2·8980	7·98	3·2461	8·42	3·6139
7·11	2·5769	7·55	2·9057	7·99	3·2542	8·43	3·6225
7·12	2·5841	7·56	2·9134	8·00	3·2624	8·44	3·6311
7·13	2·5914	7·57	2·9211	8·01	3·2705	8·45	3·6397
7·14	2·5987	7·58	2·9288	8·02	3·2787	8·46	3·6483
7·15	2·6060	7·59	2·9365	8·03	3·2869	8·47	3·6570
7·16	2·6132	7·60	2·9443	8·04	3·2951	8·48	3·6656
7·17	2·6205	7·61	2·9520	8·05	3·3033	8·49	3·6743
7·18	2·6279	7·62	2·9598	8·06	3·3115	8·50	3·6829
7·19	2·6352	7·63	2·9676	8·07	3·3197	8·51	3·6916
7·20	2·6425	7·64	2·9754	8·08	3·3280	8·52	3·7003
7·21	2·6499	7·65	2·9832	8·09	3·3362	8·53	3·7090
7·22	2·6572	7·66	2·9910	8·10	3·3445	8·54	3·7177
7·23	2·6646	7·67	2·9989	8·11	3·3527	8·55	3·7264
7·24	2·6720	7·68	3·0066	8·12	3·3610	8·56	3·7351
7·25	2·6794	7·69	3·0144	8·13	3·3693	8·57	3·7438
7·26	2·6868	7·70	3·0223	8·14	3·3776	8·58	3·7526
7·27	2·6942	7·71	3·0301	8·15	3·3859	8·59	3·7613
7·28	2·7016	7·72	3·0380	8·16	3·3942	8·60	3·7701

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M	M.	M.	M.	M.	M.
8·61	3·7789	8·87	4·0105	9·13	4·2491	9·39	4·4945
8·62	3·7876	8·88	4·0196	9·14	4·2584	9·40	4·5041
8·63	3·7964	8·89	4·0286	9·15	4·2677	9·41	4·5137
8·64	3·8052	8·90	4·0377	9·16	4·2771	9·42	4·5233
8·65	3·8141	8·91	4·0468	9·17	4·2864	9·43	4·5329
8·66	3·8229	8·92	4·0559	9·18	4·2958	9·44	4·5425
8·67	3·8317	8·93	4·0650	9·19	4·3051	9·45	4·5522
8·68	3·8405	8·94	4·0741	9·20	4·3145	9·46	4·5618
8·69	3·8494	8·95	4·0832	9·21	4·3239	9·47	4·5715
8·70	3·8583	8·96	4·0923	9·22	4·3333	9·48	4·5811
8·71	3·8671	8·97	4·1015	9·23	4·3417	9·49	4·5908
8·72	3·8760	8·98	4·1106	9·24	4·3511	9·50	4·6005
8·73	3·8849	8·99	4·1198	9·25	4·3615	9·51	4·6102
8·74	3·8938	9·00	4·1290	9·26	4·3710	9·52	4·6199
8·75	3·9028	9·01	4·1381	9·27	4·3804	9·53	4·6296
8·76	3·9117	9·02	4·1473	9·28	4·3898	9·54	4·6394
8·77	3·9206	9·03	4·1565	9·29	4·3993	9·55	4·6490
8·78	3·9295	9·04	4·1657	9·30	4·4088	9·56	4·6588
8·79	3·9385	9·05	4·1750	9·31	4·4183	9·57	4·6685
8·80	3·9475	9·06	4·1832	9·32	4·4278	9·58	4·6783
8·81	3·9565	9·07	4·1924	9·33	4·4373	9·59	4·6880
8·82	3·9654	9·08	4·2017	9·34	4·4468	9·60	4·6978
8·83	3·9744	9·09	4·2109	9·35	4·4563	9·61	4·7076
8·84	3·9834	9·10	4·2212	9·36	4·4659	9·62	4·7174
8·85	3·9925	9·11	4·2305	9·37	4·4754	9·63	4·7272
8·86	4·0015	9·12	4·2398	9·38	4·4850	9·64	4·7370

132.

Theoretische Ausflussmenge.
Tafel XXXII.

Eine genaue Berechnung der Wassermenge, welche unter verschiedenen Umständen durch eine Oeffnung ausfliesst, ist ein bis jetzt noch nicht gelöstes Problem. Man erhält annähernd diese Wassermenge, welche per 1″ durch eine Oeffnung ausfliesst, wenn man den Querschnitt A der Ausflussöffnung mit einer gewissen Geschwindigkeit multiplizirt, die der mittleren Ausflussgeschwindigkeit möglichst nahe kommt. Die so berechnete Wassermenge Q nennt man die theoretische Wassermenge. Diese ist:

a) wenn die Oeffnung in's Freie mündet: Fig. 4, 5.

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in } 1''$$

b) wenn sich die Oeffnung unter Wasser befindet: Fig. 6,

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in } 1''$$

c) für eine Ueberfall-Oeffnung: Fig. 7, 8, 9,

$$Q = bh \sqrt{2gh}$$

wobei b die Breite der Oeffnung, h die Höhe des Wassers im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand der Oeffnung bedeutet.

133.

Wahre Ausflussmenge.
Tafel XXXII.

Um die wirklich ausfliessende Wassermenge zu finden, muss man die theoretische Wassermenge mit einem gewissen Erfahrungs-Coeffizienten k multipliziren. Die Bedeutung desselben ist folgende:

a) Wenn die Ausflussöffnung nach der natürlichen Zusammenziehung des Strahles gebildet ist, und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit bedeutet, ist die theoretische Formel ganz richtig, bedarf daher keiner Correktion, und der Coeffizient k ist in diesem Falle gleich der Einheit.

b) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit ausdrückt (wie diess bei Fig. 6 der Fall ist), so bedeutet der Coeffizient k, mit

welchem die theoretische Wassermenge multiplizirt werden muss, um die wirkliche zu finden, das Verhältniss zwischen dem Querschnitte des Strahles an dem Ort der stärksten Zusammenziehung und dem Querschnitt der Ausflussöffnung. Der Coeffizient heisst in diesem Fall: Contraktions-Coeffizient.

c) Wenn das Wasser ohne Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet der Coeffizient k das Verhältniss zwischen der wahren mittleren Geschwindigkeit und der fehlerhaften $\sqrt{2gh}$. Der Coeffizient kann in diesem Fall Geschwindigkeits-Coeffizient genannt werden.

d) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt, und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet jener Coeffizient das Produkt aus dem Contraktions- in den Geschwindigkeits-Coeffizienten, und kann in diesem Fall Correktions-Coeffizient genannt werden.

Coeffizienten k zur Berechnung der Ausflußmengen.

134.

Contraktions-Coeffizienten für den Ausfluss aus vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden; vollständige Contraktion.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten, welche *Poncelet* und *Lebros* für diesen Fall durch zahlreiche Versuche gefunden haben. Die in der ersten Columne enthaltenen Wasserstände beziehen sich auf den in einiger Entfernung vor der Oeffnung noch ungesenkten Wasserspiegel.

Tafel der Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus rechtwinkligen vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden, bei vollständiger Contraktion, und Ausfluss in die freie Luft.

Druckhöhe über den oberen Rand der Oeffnung.	Coeffizienten für die Wassermenge, wenn die Höhe der Oeffnung ist:					
	0·20m	0·10m	0·05m	0·03m	0·02m	0·01m
m.						
0·000	„	„	„	„	„	„
0·005	„	„	„	„	„	0·705
0·010	„	„	0·607	0·630	0·660	0·701
0·015	„	0·593	0·612	0·632	0·660	0·697
0·020	0·572	0·596	0·615	0·634	0·659	0·694
0·030	0·578	0·600	0·620	0·638	0·659	0·688
0·040	0·582	0·603	0·623	0·640	0·658	0·683
0·050	0·585	0·605	0·625	0·640	0·658	0·679
0·060	0·587	0·607	0·627	0·640	0·657	0·676
0·070	0·588	0·609	0·628	0·639	0·656	0·673
0·080	0·589	0·610	0·629	0·638	0·656	0·670
0·090	0·591	0·610	0·629	0·637	0·655	0·668
0·100	0·592	0·611	0·630	0·637	0·654	0·666
0·120	0·593	0·612	0·630	0·636	0·653	0·663
0·140	0·595	0·613	0·630	0·635	0·651	0·660
0·160	0·596	0·614	0·631	0·634	0·650	0·658
0·180	0·597	0·615	0·630	0·634	0·649	0·657
0·200	0·598	0·615	0·630	0·633	0·648	0·655
0·250	0·599	0·616	0·630	0·632	0·646	0·653
0·300	0·600	0·616	0·629	0·632	0·644	0·650
0·400	0·602	0·617	0·628	0·631	0·642	0·647
0·500	0·603	0·617	0·628	0·630	0·640	0·644
0·600	0·604	0·617	0·627	0·630	0·638	0·642
0·700	0·604	0·616	0·627	0·629	0·637	0·640
0·800	0·605	0·616	0·627	0·629	0·636	0·637
0·900	0·605	0·615	0·626	0·628	0·634	0·635
1·000	0·605	0·615	0·626	0·628	0·633	0·632
1·100	0·604	0·614	0·625	0·627	0·631	0·629
1·200	0·604	0·614	0·624	0·626	0·628	0·626
1·300	0·603	0·613	0·622	0·624	0·625	0·622
1·400	0·603	0·612	0·621	0·622	0·622	0·618
1·500	0·602	0·611	0·620	0·620	0·619	0·615
1·600	0·602	0·611	0·618	0·618	0·617	0·613
1·700	0·602	0·610	0·617	0·616	0·615	0·612
1·800	0·601	0·609	0·615	0·615	0·614	0·612
1·900	0·601	0·608	0·614	0·613	0·612	0·611
2·000	0·601	0·607	0·613	0·612	0·612	0·611
3·000	0·601	0·603	0·606	0·608	0·610	0·609



135.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, Fig. 6, *vollständige Contraktion.*

Für diesen Fall gelten ebenfalls die in der vorhergehenden Tabelle enthaltenen Coeffizienten; es bedeuten aber dann die in der ersten Vertikal-Columne enthaltenen Zahlen die Vertikalabstände der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes.

136.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen aus Oeffnungen in dünnen Wänden, unvollständige Contraktion.

Diese Coeffizienten werden gefunden, wenn man jene, welche der vollständigen Contraktion entsprechen, mit folgenden Zahlen multiplizirt.

a) rechtwinklige Oeffnungen:

Contraktion auf 3 Seiten . . . . 1·035
„ „ 2 „ . . . . 1·072
„ „ 1 „ . . . . 1·125

b) nicht rechtwinklige Oeffnungen:

Nennt man:

p die Länge des Umfanges der Ausflussöffnung;
n die Länge von dem Theile des Umfanges, auf welchem keine Contraktion statt findet;

so findet man die Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge, wenn man jenen, welcher der vollständigen Contraktion entspricht, noch mit

$$1 + 0{\cdot}152 \frac{n}{p}$$

multiplizirt.

137.

Coeffizienten für den Ausfluss aus kurzen cylindrischen Ansatzröhren.

Nach Versuchen von *Eitelwein* hat man folgende Tabelle:

Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der Ansatzröhren.	Entsprechende Coeffizienten für die Wassermenge.
1 oder kleiner als 1	0·62
2 bis 3	0·82
12	0·77
24	0·73
36	0·68
43	0·63
60	0·60

138.

Coeffizienten für den Ausfluss aus konisch convergirenden Ansatzröhren. (Versuche von Kastel.)

Um für diesen Fall die Ausflussmenge und Ausflussgeschwindigkeit zu berechnen, muss man den theoretischen Werth derselben mit den in folgender Tabelle enthaltenen Coeffizienten multipliziren. Zur Berechnung der theoretischen Wassermenge ist der äussere kleinere Querschnitt der Ansatzröhre zu nehmen.

Convergenzwinkel.	Coeffizienten für die		Convergenzwinkel.	Coeffizienten für die	
	Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.		Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.
0°	0·829	0·830	20°	0·921	0·973
2°	0·872	0·870	22°	0·915	0·974
4°	0·905	0·902	24°	0·910	0·975
6°	0·924	0·924	26°	0·904	0·976
8°	0·937	0·940	28°	0·898	0·977
10°	0·943	0·950	30°	0·894	0·978
12°	0·946	0·950	35°	0·882	0·980
14°	0·943	0·964	40°	0·870	0·981
16°	0·939	0·969	45°	0·857	0·983
18°	0·930	0·972	50°	0·843	0·986

Bei einem Convergenzwinkel von 12° ist die Ausflussmenge ein Maximum.

139.

Coeffizienten für Schützenöffnungen, die nach einem Gerinne führen.
Tafel XXXII.

Es sind hier mehrere Fälle zu unterscheiden:

a) Wenn der Schützen schief steht und weder am Boden noch an den Seiten der Oeffnung Zusammenziehung statt findet, hat man

$$k = 1 - 0{\cdot}0043\ \alpha^0$$

wobei α^0 die Neigung des Schützens gegen den Horizont und k den Coeffizienten für die Berechnung der Ausflussmenge bedeutet.

Für $\alpha =$	40	45	50	55	60
wird $k =$	0·83	0·81	0·79	0·76	0·74

b) Wenn der Schützen vertikal steht, hat die Anwesenheit des Gerinnes keinen Einfluss auf die ausströmende Wassermenge, so lange der Wasserstand über dem Mittelpunkt nicht unter:

0·50^m bis 0·60^m ist für Oeffnungen von 0·15^m bis 0·2^m Höhe
0·30 „ 0·40 „ „ „ „ 0·10 „
0·20 „ „ „ „ 0·05 „

c) Wenn der Wasserstand über dem Mittelpunkt der Oeffnung unter die so eben bezeichneten Grenzen fällt (was jedoch nur selten eintritt), hat die Anwesenheit des Gerinnes einigen Einfluss auf die Ausflussmenge, und die Coeffizienten sind dann mit Hilfe der Figuren 10 bis 15 aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Höhe der Oeffnung. Meter.	Wasserstand über der Mitte der Oeffnung. Meter.	Coeffizienten der Ausflussmengen für die Anordnungen.					
		Fig. 10	Fig. 11	Fig. 12	Fig. 13	Fig. 14	Fig. 15
0·20	0·40	0·591	0·580	0·582	0·577	0·603	0·597
	0·24	0·559	0·552	0·550	0·548	0·576	0·573
	0·12	0·483	0·482	0·484	0·485	0·484	0·483
0·10	0·16	0·590	0·580	0·583	0·585	0·606	0·604
	0·11	0·562	0·560	0·561	0·562	0·566	0·564
	0·09	0·523	0·522	0·522	0·517	0·510	0·510
	0·06	0·464	0·463	0·462	0·462	0·460	0·460
0·05	0·20	0·631	0·615	0·618	0·622	0·636	0·628
	0·11	0·614	0·597	0·598	0·601	0·610	0·609
	0·05	0·495	0·493	0·486	0·490	0·462	0·501
	0·04	0·452	0·443	0·442	0·442	0·417	
0·03	0·20	0·632	0·631	0·632	0·635	0·650	0·651
	0·06	0·627	0·605	0·602	0·607	0·572	0·594

140.

Wassermenge bei Ueberfällen. Taf. XXXII, Fig. 7, 8, 9.

Nach den Versuchen von *Castel* kann man zur Berechnung der Wassermengen bei Ueberfällen folgende Regeln aufstellen.

Nennt man:

B die Breite des Zuflusskanales;
b die Breite des Ueberfalles;
h die Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den horizontalen Rand des Ueberfalls;
Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ abfliesst;

so ist:

$$Q = \left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}\right) b\, h \sqrt{2 g h}$$

Diese Formel gibt jedoch nur richtige Werthe, wenn:

1) der Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal wenigstens 5 Mal so gross ist als der Querschnitt b h;
2) die Breite des Ueberfalls wenigstens $\frac{1}{3}$ von der Breite des Zuflusskanals beträgt;
3) die Oeffnung des Ueberfalles mit scharfen Kanten versehen ist;
4) die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe 2 h über dem Spiegel des Unterwassers sich befindet.

Die Werthe von $\left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}\right)$ sind in folgender Tabelle enthalten:

$\frac{b}{B}$ . . . . =	0·33	0·40	0·50	0·60	0·70	0·80	0·90	1·00
$0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}$ =	0·401	0·406	0·412	0·419	0·424	0·431	0·437	0·443
$\dfrac{0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}}{0{\cdot}443}$ =	0·905	0·916	0·930	0·945	0·957	0·973	0·986	1·000

Wenn der Ueberfall eben so breit ist als der Zuflusskanal, fallen die Seitencontraktionen weg, und man hat dann nach den angeführten Versuchen:

$$Q = 0{\cdot}443\, b\, h \sqrt{2 g h}$$

Die folgende Tabelle gibt die Wassermenge in Kubik-Decimetern (Liter), welche bei Ueberfällen, die eben so breit sind als die Zuflusskanäle, in jeder Sekunde und auf jeden Meter Breite des Ueberfalls abfliessen, oder mit andern Worten: man erhält aus dieser Tabelle die Werthe von $443\ h \sqrt{2\ g\ h}$ für verschiedene Werthe von h.

141.

Tabelle der Wassermengen, welche bei vollkommenen Ueberfällen auf jeden Meter Breite bei verschiedenen Dicken der Wasserschichte abfliessen. Kanal und Ueberfall gleich breit.

Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter
0·050	22·1	0·080	44·4	0·130	92·1	0·180	150·1	0·230	216·6
0·051	22·6	0·082	46·1	0·132	94·3	0·182	152·5	0·235	223·6
0·052	23·3	0·084	47·8	0·134	96·2	0·184	154·9	0·240	230·6
0·053	24·3	0·086	49·5	0·136	98·5	0·186	157·3	0·245	237·9
0·054	24·6	0·088	51·2	0·138	100·7	0·188	160·1	0·250	245·2
0·055	25·3	0·090	53·0	0·140	103·0	0·190	162·5	0·255	252·6
0·056	26·0	0·092	54·7	0·142	105·0	0·192	165·0	0·260	260·1
0·057	26·7	0·094	56·5	0·144	107·4	0·194	167·5	0·265	267·8
0·058	27·4	0·096	58·3	0·146	109·4	0·196	170·4	0·270	275·5
0·059	28·1	0·098	60·2	0·148	111·8	0·198	172·9	0·275	282·8
0·060	28·8	0·100	62·0	0·150	114·2	0·200	175·8	0·280	290·6
0·061	29·6	0·102	63·8	0·152	116·3	0·202	177·9	0·285	298·6
0·062	30·3	0·104	65·9	0·154	118·4	0·204	180·9	0·290	306·7
0·063	31·0	0·106	67·8	0·156	120·9	0·206	183·9	0·295	314·3
0·064	31·8	0·108	69·7	0·158	123·4	0·208	186·1	0·300	322·6
0·065	32·5	0·110	71·7	0·160	125·6	0·210	189·1	0·305	330·3
0·066	33·3	0·112	73·4	0·162	128·1	0·212	190·1	0·310	338·8
0·067	34·0	0·114	75·6	0·164	130·3	0·214	195·6	0·315	346·7
0·068	34·8	0·116	77·8	0·166	132·9	0·216	196·6	0·320	355·4
0·069	35·6	0·118	79·6	0·168	133·2	0·218	199·7	0·325	363·4
0·070	36·3	0·120	81·7	0·170	137·8	0·220	202·4	0·330	371·9
0·072	37·9	0·122	83·8	0·172	140·0	0·222	205·2	0·335	380·6
0·074	39·5	0·124	85·6	0·174	142·3	0·224	207·9	0·340	388·9
0·076	40·1	0·126	88·0	0·176	144·7	0·226	210·6	0·345	397·3
0·078	42·7	0·128	90·0	0·178	147·4	0·228	213·4	0·350	406·5

142.

Vollkommene Ueberfälle ohne Contraktion des Strahles.

Ueberfälle haben gewöhnlich nur dann scharfe Kanten, wenn dieselben zur Messung der Wassermengen von Bächen gebraucht und zu diesem Zwecke besonders hergestellt werden. Die Wehre, welche zur Stauung des Wassers für technische Zwecke erbaut werden, erhalten jederzeit eine ebene oder abgerundete Krone, so dass das Wasser, ohne irgend eine Contraktion zu erleiden, von derselben herabstürzt. Die per 1″ abfliessende Wassermenge ist in diesem Falle, nach *Eitelwein*:

$$Q = 0{\cdot}57\,b\,h\sqrt{2\,g\,h}\sqrt{1 + 0{\cdot}115\,\frac{u^2}{h}}$$

wobei Q b h die Bedeutung wie in Nr. 140 haben und u die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse in einiger Entfernung vor dem Wehr bezeichnet.

Anlage der Wehre.

143.

Umstände, unter welchen die Erbauung eines Wehres zweckmässig oder nothwendig ist.

Die Erbauung eines Wehres ist nur dann möglich, wenn der Wasserspiegel eines Flusses auf eine längere Strecke über seinen natürlichen Stand gehoben werden darf. Die Erbauung eines Wehres ist zweckmässig oder nothwendig, 1) wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist und ein künstliches Gefälle hervorgebracht werden soll. 2) Wenn das vorhandene natürliche Gefälle nicht die wünschenswerthe Grösse hat, daher durch einen künstlichen Bau erhöht werden soll. 3) Wenn in einem Fluss oder Bach auf einer kurzen Strecke ein starkes Gefälle vorhanden ist, das auf einen Punkt concentrirt werden soll. 4) Wenn die natürlichen Veränderungen des Wasserstandes vermindert oder aufgehoben werden sollen. 5) Wenn das durch die Stauung hervorzubringende Gefälle nicht mehr als $2{\cdot}5^{m}$ beträgt. 6) Wenn zwei oder mehrere von den so eben angegebenen Umständen gleichzeitig vorhanden sind.

144.

Umstände, welche bestimmen, was für ein Wehr erbaut werden soll.

Ein Grundwehr wird angelegt, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich, und die hervorzubringende Stauung nicht zu gross ist. — Ein vollkommenes Ueberfallwehr wird an-

gelegt, wenn die hervorzubringende Stauung gross, und die Wassermenge wenig veränderlich ist. — Ein Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei höchstem Wasserstande die Lokalverhältnisse gar keine Stauung gestatten. — Ein Ueberfall-Schleussenwehr wird angelegt, wenn bei sehr veränderlichem Wasserzufluss der Wasserstand ober dem Wehre immer auf derselben Höhe erhalten werden soll.

145.

Genaue Entscheidung der Frage, ob ein Grundwehr oder ein Ueberfallwehr angelegt werden soll.

Es sei:

h die Stauung, welche durch das Wehr hervorgebracht werden soll;

b die Breite des Wehres, welche in der Regel mit jener des Flusses übereinstimmt, manchmal aber auch grösser angenommen wird;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ über das Wehr fliessen soll.

Ist die Wassermenge Q kleiner als $0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$, so muss ein Ueberfallwehr gemacht werden Ist Q grösser, so muss ein Grundwehr gemacht werden Ist Q gleich $0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$, so muss die Krone des Wehres bis an den ungestauten Spiegel des Flusses reichen

146.

Höhe eines vollkommenen Ueberfallwehres.

Es sei:

h die Höhe der Stauung, d. h. der Vertikalabstand der Wasserstände vor und hinter dem Wehr nach der Erbauung desselben;

x die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel;

b die Breite des Wehres;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ über das Wehr abfliessen soll; dann ist, wenn die Wehrkrone abgerundet wird

$$x = \left(\frac{Q}{0{\cdot}57\, b \sqrt{2\, g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

147.

Höhe eines Grundwehres.

Es sei h Q b wie in Nr. 146, x die Tiefe der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel, so ist

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\, b \sqrt{2 g h}} - 0{\cdot}92\, h$$

148.

Berechnung der Stauweite.

Stauweite wird die Entfernung genannt, auf welche sich die stauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt. Nennt man: h die Stauhöhe, α den Neigungswinkel der Wasserfläche vor dem Einbau gegen den Horizont, so ist die Stauweite ungefähr gleich

$$h \text{ Cotg. } \alpha.$$

Fabrik-Kanäle.

149.

Umstände, welche für die Anlage eines Fabrik-Kanales sprechen.

Ein Kanal soll angelegt werden: 1) wenn es die Lokalverhältnisse nicht erlauben, den Wasserbau in dem Fluss aufzuführen; 2) wenn die zu betreibenden Maschinen gegen die Einwirknng der Hochwasser geschützt werden sollen; 3) wenn das zu treibende Werk wegen bestehender Eigenthums- oder Lokalverhältnisse an einem gewissen Ort in der Nähe des Flusses erbaut werden muss, nach welchem Ort ein Kanal geführt werden kann; 4) wenn ein bedeutendes Gefälle, welches ein Bach oder Fluss auf einer langen Strecke seines Laufes darbietet, zum Betrieb eines Werkes benutzt werden soll.

150.

Die gleichzeitige Anwendung eines Wehres und eines Kanales ist:

1) nothwendig, wenn überhaupt die Umstände sowohl auf die Erbauung eines Wehres als auch auf jene eines Kanales entschieden hinweisen; 2) wünschenswerth, wenn ein Kanal erbaut werden muss, damit das Wasser leichter und regelmässiger in den Kanal geleitet werden kann; 3) unnöthig, wenn der Zweck auch ohne Kanal erreicht werden kann, und wenn das Werk in den Fluss hineingebaut werden muss.

151.

Führung der Kanäle.

Die Ein- und Ausmündungspunkte werden vorzugsweise durch das Gefälle bestimmt, welches hervorgebracht werden soll. — Die Verbindungslinie dieser Punkte richtet sich nach Lokal- und Eigenthumsverhältnissen, so weit es diese erlauben, soll der Kanal gerade geführt werden. — Im Flachlande ist die zweckmässigste Baustelle meistens in der Nähe des Einmündungspunktes, so dass der Zuflusskanal (Obergraben) kurz und der Abflusskanal (Untergraben) lang ausfällt. Die Gründe, welche für eine solche Anlage

sprechen, sind folgende: 1) kann die Einlassschleusse leicht und schnell bedient werden; 2) im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muss; im Untergraben dagegen entsteht, wegen des in denselben eindringenden wärmeren Horizontalwassers, nicht leicht Grundeis, und wenn es sich auch bildet, so kann es doch nicht leicht den Gang der Maschinen stören; 3) Veränderungen des Wasserstandes im Flusse verursachen, wenn der Untergraben lang ist, nur eine geringe Stauung am Anfange des letzteren; 4) die wasserdichte Herstellung der Kanaldämme des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden, und im Winter werden diese Dämme häufig durch Einfrieren zerrissen, die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren; 5) in der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Kanalzuges, und dann ist eine Anlage mit kurzem Oberkanal am billigsten. In Gebirgsthälern ist dagegen in der Regel eine Kanalanlage mit langem Obergraben zweckmässig, weil man da das Wasser an den Bergabhängen leicht fortleiten kann.

152.

Geschwindigkeit des Wassers im Kanal.

Nennt man:

U die grösste Geshwindigkeit des Wassers in der Mitte des Kanals, und etwas unter der Oberfläche des Wassers;

w die Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett;

u die mittlere Geschwindigkeit;

so hat man:

a) wenn U bekannt ist und u so wie auch w gesucht wird:

$$u = \frac{U(U + 2{\cdot}37)}{U + 3{\cdot}15}$$

$$w = 2u - U$$

b) wenn u bekannt und U so wie auch w gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2}(2{\cdot}37 - u) + \sqrt{\frac{1}{4}(2{\cdot}37 - u)^2 + 3{\cdot}15\,u}$$

$$w = 2u - U$$

c) wenn w bekannt und U so wie u gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2}(1{\cdot}59 - w) + \sqrt{\frac{1}{4}(1{\cdot}59 - w)^2 + 3{\cdot}15\,w}$$

$$u = \frac{w + U}{2}$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von U und u.

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.
Meter.	Meter	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
0·00	0·00000	0·40	0·31206	0·80	0·64190	1·20	0·98464
0·01	0·00754	0·41	0·32011	0·81	0·65033	1·21	0·99334
0·02	0·01508	0·42	0·32817	0·82	0·65877	1·22	1·00205
0·03	0·02264	0·43	0·33625	0·83	0·66721	1·23	1·01077
0·04	0·03022	0·44	0·34434	0·84	0·67566	1·24	1·01949
0·05	0·03781	0·45	0·35243	0·85	0·68412	1·25	1·02822
0·06	0·04542	0·46	0·36054	0·86	0·69258	1·26	1·03695
0·07	0·05304	0·47	0·36866	0·87	0·70106	1·27	1·04569
0·08	0·06068	0·48	0·37679	0·88	0·70954	1·28	1·05443
0·09	0·06833	0·49	0·38493	0·89	0·71803	1·29	1·06318
0·10	0·07599	0·50	0·39308	0·90	0·72653	1·30	1·07193
0·11	0·08367	0·51	0·40123	0·91	0·73503	1·31	1·08069
0·12	0·09137	0·52	0·40940	0·92	0·74354	1·32	1·08946
0·13	0·09907	0·53	0·41758	0·93	0·75206	1·33	1·09823
0·14	0·10679	0·54	0·42577	0·94	0·76058	1·34	1·10701
0·15	0·11453	0·55	0·43397	0·95	0·76912	1·35	1·11579
0·16	0·12228	0·56	0·44218	0·96	0·77766	1·36	1·12458
0·17	0·13004	0·57	0·45040	0·97	0·78621	1·37	1·13337
0·18	0·13782	0·58	0·45863	0·98	0·79476	1·38	1·14217
0·19	0·14560	0·59	0·46686	0·99	0·80332	1·39	1·15097
0·20	0·15341	0·60	0·47511	1·00	0·81189	1·40	1·15978
0·21	0·16122	0·61	0·48336	1·01	0·82047	1·41	1·16859
0·22	0·16905	0·62	0·49163	1·02	0·82905	1·42	1·17742
0·23	0·17689	0·63	0·49990	1·03	0·83764	1·43	1·18624
0·24	0·18475	0·64	0·50819	1·04	0·84623	1·44	1·19507
0·25	0·19261	0·65	0·51648	1·05	0·85484	1·45	1·20391
0·26	0·20049	0·66	0·52478	1·06	0·86345	1·46	1·21274
0·27	0·20838	0·67	0·53309	1·07	0·87206	1·47	1·22159
0·28	0·21629	0·68	0·54141	1·08	0·88068	1·48	1·23044
0·29	0·22420	0·69	0·54974	1·09	0·88931	1·49	1·23930
0·30	0·23213	0·70	0·55807	1·10	0·89795	1·50	1·24816
0·31	0·24007	0·71	0·56642	1·11	0·90659	1·51	1·25702
0·32	0·24802	0·72	0·57477	1·12	0·91523	1·52	1·26589
0·33	0·25599	0·73	0·58314	1·13	0·92389	1·53	1·27477
0·34	0·26396	0·74	0·59151	1·14	0·93255	1·54	1·28364
0·35	0·27195	0·75	0·59988	1·15	0·94122	1·55	1·29253
0·36	0·27995	0·76	0·60827	1·16	0·94989	1·56	1·30142
0·37	0·28796	0·77	0·61667	1·17	0·95857	1·57	1·31031
0·38	0·29598	0·78	0·62507	1·18	0·96726	1·58	1·31921
0·39	0·30401	0·79	0·63348	1·19	0·97595	1·59	1·32811

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.
Meter	Meter.	Meter.	Meter.	Meter	Meter	Meter.	Meter.
1·60	1·33701	1·96	1·66053	2·31	1·97966	2·66	2·30251
1·61	1·34593	1·97	1·66959	2·32	1·98884	2·67	2·31179
1·62	1·35485	1·98	1·67865	2·33	1·99802	2·68	2·32106
1·63	1·36377	1·99	1·68772	2·34	2·00720	2·69	2·33034
1·64	1·37269	2·00	1·69679	2·35	2·01639	2·70	2·33962
1·65	1·38162	2·01	1·70586	2·36	2·02557	2·71	2·34890
1·66	1·39056	2·02	1·71494	2·37	2·03476	2·72	2·35818
1·67	1·39950	2·03	1·72402	2·38	2·04396	2·73	2·36747
1·68	1·40844	2·04	1·73310	2·39	2·05315	2·74	2·37676
1·69	1·41739	2·05	1·74219	2·40	2·06235	2·75	2·38605
1·70	1·42634	2·06	1·75129	2·41	2·07156	2·76	2·39535
1·71	1·43529	2·07	1·76038	2·42	2·08076	2·77	2·40464
1·72	1·44425	2·08	1·76948	2·43	2·08997	2·78	2·41394
1·73	1·45322	2·09	1·77858	2·44	2·09918	2·79	2·42324
1·74	1·46219	2·10	1·78769	2·45	2·10840	2·80	2·43255
1·75	1·47116	2·11	1·79680	2·46	2·11761	2·81	2·44185
1·76	1·48014	2·12	1·80591	2·47	2·12683	2·82	2·45116
1·77	1·48912	2·13	1·81503	2·48	2·13606	2·83	2·46047
1·78	1·49811	2·14	1·82415	2·49	2·14528	2·84	2·46979
1·79	1·50710	2·15	1·83327	2·50	2·15451	2·85	2·47910
1·80	1·51609	2·16	1·84239	2·51	2·16374	2·86	2·48842
1·81	1·52509	2·17	1·85152	2·52	2·17297	2·87	2·49774
1·82	1·53409	2·18	1·86065	2·53	2·18221	2·88	2·50706
1·83	1·54310	2·19	1·86979	2·54	2·19145	2·89	2·51639
1·84	1·55211	2·20	1·87893	2·55	2·20069	2·90	2·52571
1·85	1·56112	2·21	1·88807	2·56	2·20993	2·91	2·53504
1·86	1·57014	2·22	1·89722	2·57	2·21918	2·92	2·54437
1·87	1·57916	2·23	1·90636	2·58	2·22843	2·93	2·55370
1·88	1·58819	2·24	1·91551	2·59	2·23768	2·94	2·56304
1·89	1·59722	2·25	1·92467	2·60	2·24693	2·95	2·57238
1·90	1·60625	2·26	1·93383	2·61	2·25619	2·96	2·58172
1·91	1·61529	2·27	1·94299	2·62	2·26545	2·97	2·59106
1·92	1·62433	2·28	1·95215	2·63	2·27471	2·98	2·60040
1·93	1·63337	2·29	1·96132	2·64	2·28398	2·99	2·60975
1·94	1·64242	2·30	1·97049	2·65	2·29324	3·00	2·61910
1·95	1·65147						

153.

Grösste Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett.

Damit das fliessende Wasser das Grundbett nicht aufwühlt, darf die Geschwindigkeit am Grundbett folgende Werthe nicht überschreiten:

Aufgelöste Erde	0·076ᵐ
Fetter Thon	0·152ᵐ
Sand	0·305ᵐ
Kies	0·609ᵐ
Abgerundete Kiesel	0·914ᵐ
Eckige Kiesel	1·22ᵐ
Conglomerat	1·52ᵐ
Geschichtete Felsen	1·83ᵐ
Ungeschichtete Felsen	3·05ᵐ

154.

Querprofil des Kanals.

Nennt man:

Ω den Querschnitt des Wasserkörpers im Kanal;
Q die Wassermenge in Kubikmeter, welche per 1'' durch den Kanal abfliesst;
u die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Kanal;
b die Breite des Grundbettes;
t die Tiefe des Wassers im Kanal;
n den Böschungswinkel der Seitendämme,

so hat man zur Bestimmung des Querprofils folgende Formeln:

$$\Omega = \frac{Q}{u}$$

$$\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9\,\Omega$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \text{Cotg. } n}\right)}$$

$$b = \left(\frac{b}{t}\right) t$$

155.

Längenprofil des Kanales.

Nennt man:

L die Länge des Kanales;
G das totale Gefäll des Kanales;

Ω u n b t, wie in Nr. 154;

$S = b + \frac{2\,t}{\sin.\,n}$ den benetzten Theil des Umfanges;

so hat man zur Bestimmung von G die Formel:

$$\frac{G}{L} = \frac{S}{\Omega}\,(0{\cdot}0000444\,u + 0{\cdot}000309\,u^2)$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von $\alpha\,u + \beta\,u^2 =$ $0{\cdot}0000444\,u + 0{\cdot}000309\,u^2$ für verschiedene Werthe von u.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·01	0·0000005	0·32	0·0000459	0·63	0·0001508
0·02	0·0000010	0·33	0·0000484	0·64	0·0001551
0·03	0·0000016	0·34	0·0000509	0·65	0·0001596
0·04	0·0000023	0·35	0·0000534	0·66	0·0001641
0·05	0·0000030	0·36	0·0000561	0·67	0·0001686
0.06	0·0000038	0·37	0·0000588	0·68	0·0001733
0·07	0·0000046	0·38	0·0000616	0·69	0·0001779
0·08	0·0000055	0·39	0·0000644	0·70	0·0001827
0·09	0·0000065	0·40	0·0000673	0·71	0·0001875
0·10	0·0000075	0·41	0·0000702	0·72	0·0001924
0·11	0·0000086	0·42	0·0000732	0·73	0·0001973
0·12	0·0000098	0·43	0·0000763	0·74	0·0002023
0·13	0·0000110	0·44	0·0000794	0·75	0·0002073
0·14	0·0000123	0·45	0·0000826	0·76	0·0002124
0·15	0·0000136	0·46	0·0000859	0·77	0·0002176
0·16	0·0000150	0·47	0·0000892	0·78	0·0002229
0·17	0·0000165	0·48	0·0000926	0·79	0·0002282
0·18	0·0000180	0·49	0·0000960	0·80	0·0002335
0·19	0·0000196	0·50	0·0000996	0·81	0·0002389
0·20	0·0000213	0·51	0·0001031	0·82	0·0002444
0·21	0·0000230	0·52	0·0001068	0·83	0·0002500
0·22	0·0000247	0·53	0·0001104	0·84	0·0002556
0·23	0·0000266	0·54	0·0001142	0·85	0·0002613
0·24	0·0000285	0·55	0·0001180	0·86	0·0002670
0·25	0·0000304	0·56	0·0001219	0·87	0·0002728
0·26	0·0000325	0·57	0·0001258	0·88	0·0002786
0·27	0·0000346	0·58	0·0001298	0·89	0·0002846
0·28	0·0000367	0·59	0·0001339	0·90	0·0002906
0·29	0·0000389	0·60	0·0001380	0·91	0·0002966
0·30	0·0000412	0·61	0·0001422	0·92	0·0003027
0·31	0·0000435	0·62	0·0001465	0·93	0·0003089

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·94	0·0003151	1·38	0·0006504	1·82	0·0011055
0·95	0·0003214	1·39	0·0006594	1·83	0·0011172
0·96	0·0003277	1·40	0·0006685	1·84	0·0011290
0·97	0·0003342	1·41	0·0006776	1·85	0·0011409
0·98	0·0003406	1·42	0·0006868	1·86	0·0011528
0·99	0·0003472	1·43	0·0006961	1·87	0·0011648
1·00	0·0003538	1·44	0·0007054	1·88	0·0011768
1·01	0·0003604	1·45	0·0007148	1·89	0·0011889
1·02	0·0003672	1·46	0·0007242	1·90	0·0012011
1·03	0·0003739	1·47	0·0007337	1·91	0·0012133
1·04	0·0003808	1·48	0·0007433	1·92	0·0012256
1·05	0·0003877	1·49	0·0007529	1·93	0·0012380
1·06	0·0003947	1·50	0·0007626	1·94	0·0012504
1·07	0·0004017	1·51	0·0007724	1·95	0·0012628
1·08	0·0004088	1·52	0·0007822	1·96	0·0012754
1·09	0·0004159	1·53	0·0007921	1·97	0·0012880
1·10	0·0004232	1·54	0·0008020	1·98	0·0013006
1·11	0·0004304	1·55	0·0008120	1·99	0·0013134
1·12	0·0004378	1·56	0·0008221	2·00	0·0013262
1·13	0·0004452	1·57	0·0008322	2·01	0·0013390
1·14	0·0004527	1·58	0·0008424	2·02	0·0013519
1·15	0·0004602	1·59	0·0008527	2·03	0·0013649
1·16	0·0004678	1·60	0·0008630	2·04	0·0013779
1·17	0·0004754	1·61	0·0008733	2·05	0·0013910
1·18	0·0004831	1·62	0·0008838	2·06	0·0014042
1·19	0·0004909	1·63	0·0008943	2·07	0·0014174
1·20	0·0004988	1·64	0·0009048	2·08	0·0014307
1·21	0·0005067	1·65	0·0009155	2·09	0·0014440
1·22	0·0005146	1·66	0·0009261	2·10	0·0014574
1·23	0·0005226	1·67	0·0009369	2·11	0·0014709
1·24	0·0005307	1·68	0·0009477	2·12	0·0014844
1·25	0·0005389	1·69	0·0009586	2·13	0·0014980
1·26	0·0005471	1·70	0·0009695	2·14	0·0015117
1·27	0·0005553	1·71	0·0009805	2·15	0·0015254
1·28	0·0005637	1·72	0·0009915	2·16	0·0015392
1·29	0·0005721	1·73	0·0010026	2·17	0·0015530
1·30	0·0005805	1·74	0·0010138	2·18	0·0015669
1·31	0·0005890	1·75	0·0010251	2·19	0·0015809
1·32	0·0005976	1·76	0·0010364	2·20	0·0015949
1·33	0·0006063	1·77	0·0010477	2·21	0·0016090
1·34	0·0006150	1·78	0·0010592	2·22	0·0016231
1·35	0·0006237	1·79	0·0010706	2·23	0·0016373
1·36	0·0006326	1·80	0·0010822	2·24	0·0016516
1·37	0·0006414	1·81	0·0010938	2·25	0·0016659

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2·26	0·0016803	2·51	0·0020603	2·76	0·0024789
2·27	0·0016948	2·52	0·0020763	2·77	0·0024965
2·28	0·0017093	2·53	0·0020924	2·78	0·0025141
2·29	0·0017239	2·54	0·0021085	2·79	0·0025318
2·30	0·0017385	2·55	0·0021247	2·80	0·0025495
2·31	0·0017532	2·56	0·0021409	2·81	0·0025673
2·32	0·0017680	2·57	0·0021572	2·82	0·0025851
2·33	0·0017828	2·58	0·0021736	2·83	0·0026031
2·34	0·0017977	2·59	0·0021900	2·84	0·0026210
2·35	0·0018126	2·60	0·0022065	2·85	0·0026391
2·36	0·0018277	2·61	0·0022231	2·86	0·0026572
2·37	0·0018427	2·62	0·0022397	2·87	0·0026754
2·38	0·0018579	2·63	0·0022564	2·88	0·0026936
2·39	0·0018731	2·64	0·0022731	2·89	0·0027119
2·40	0·0018883	2·65	0·0022900	2·90	0·0027302
2·41	0·0019037	2·66	0·0023068	2·91	0·0027487
2·42	0·0019190	2·67	0·0023238	2·92	0·0027671
2·43	0·0019345	2·68	0·0023407	2·93	0·0027857
2·44	0·0019500	2·69	0·0023578	2·94	0·0028043
2·45	0·0019656	2·70	0·0023749	2·95	0·0028229
2·46	0·0019812	2·71	0·0023921	2·96	0·0028417
2·47	0·0019969	2·72	0·0024093	2·97	0·0028605
2·48	0·0020126	2·73	0·0024266	2·98	0·0028793
2·49	0·0020285	2·74	0·0024440	2·99	0·0028982
2·50	0·0020443	2·75	0·0024614	3·00	0·0029172

Leitung des Wassers in Röhren.

156.

Gefällverlust durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

Nennt man;

Ω den Querdurchschnitt der Röhre
C den Umfang der Röhre
L die Länge der Röhre
D den Durchmesser der Röhre
u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre
} in Metern;

$\alpha = 0·00001733$
$\beta = 0·0003483$
} zwei Coeffizienten zur Berechnung der Reibung;

z die Höhe der Wassersäule, deren Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand des Wassers an der Röhrenwand zu überwinden, so ist:

a) Für Röhren von irgend einer Querschnittsform:

$$z = L \cdot \frac{C}{\Omega} (\alpha u + \beta u^2)$$

b) Für runde Röhren:

$$z = \frac{4 L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

Die folgende Tabelle gibt für verschiedene Werthe von u die entsprechenden Werthe von $\alpha u + \beta u^2$.

Tabelle zur Berechnung der Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·01	0·0000002	0·32	0·0000412	0·63	0·0001491
0·02	0·0000005	0·33	0·0000436	0·64	0·0001537
0·03	0·0000008	0·34	0·0000462	0·65	0·0001584
0·04	0·0000013	0·35	0·0000487	0·66	0·0001631
0·05	0·0000017	0·36	0·0000514	0·67	0·0001679
0.06	0·0000023	0·37	0·0000541	0·68	0·0001728
0·07	0·0000029	0·38	0·0000569	0·69	0·0001778
0·08	0·0000036	0·39	0·0000597	0·70	0·0001828
0·09	0·0000044	0·40	0·0000627	0·71	0·0001879
0·10	0·0000052	0·41	0·0000656	0·72	0·0001930
0·11	0·0000061	0·42	0·0000687	0·73	0·0001982
0·12	0·0000071	0·43	0·0000718	0·74	0·0002035
0·13	0·0000081	0·44	0·0000750	0·75	0·0002089
0·14	0·0000093	0·45	0·0000783	0·76	0·0002143
0·15	0·0000104	0·46	0·0000817	0·77	0·0002198
0·16	0·0000117	0·47	0·0000851	0·78	0·0002254
0·17	0·0000130	0·48	0·0000886	0·79	0·0002310
0·18	0·0000144	0·49	0·0000921	0·80	0·0002368
0·19	0·0000159	0·50	0·0000957	0·81	0·0002425
0·20	0·0000174	0·51	0·0000994	0·82	0·0002484
0·21	0·0000190	0·52	0·0001032	0·83	0·0002543
0·22	0·0000207	0·53	0·0001070	0·84	0·0002603
0·23	0·0000224	0·54	0·0001109	0·85	0·0002663
0·24	0·0000242	0·55	0·0001149	0·86	0·0002725
0·25	0·0000261	0·56	0·0001189	0·87	0·0002787
0·26	0·0000280	0·57	0·0001230	0·88	0·0002849
0·27	0·0000301	0·58	0·0001272	0·89	0·0002913
0·28	0·0000322	0·59	0·0001315	0·90	0·0002977
0·29	0·0000343	0·60	0·0001358	0·91	0·0003042
0·30	0·0000365	0·61	0·0001402	0·92	0·0003107
0·31	0·0000388	0·62	0·0001446	0·93	0·0003173

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·94	0·0003240	1·38	0·0006871	1·82	0·0011851
0·95	0·0003308	1·39	0·0006970	1·83	0·0011980
0·96	0·0003376	1·40	0·0007069	1·84	0·0012110
0·97	0·0003445	1·41	0·0007168	1·85	0·0012240
0·98	0·0003515	1·42	0·0007268	1·86	0·0012371
0·99	0·0003585	1·43	0·0007369	1·87	0·0012502
1·00	0·0003656	1·44	0·0007471	1·88	0·0012635
1·01	0·0003728	1·45	0·0007573	1·89	0·0012768
1·02	0·0003800	1·46	0·0007677	1·90	0·0012901
1·03	0·0003873	1·47	0·0007780	1·91	0·0013036
1·04	0·0003947	1·48	0·0007885	1·92	0·0013171
1·05	0·0004022	1·49	0·0007990	1·93	0·0013307
1·06	0·0004097	1·50	0·0008096	1·94	0·0013443
1·07	0·0004173	1·51	0·0008202	1·95	0·0013581
1·08	0·0004249	1·52	0·0008310	1·96	0·0013718
1·09	0·0004327	1·53	0·0008418	1·97	0·0013857
1·10	0·0004405	1·54	0·0008526	1·98	0·0013996
1·11	0·0004483	1·55	0·0008636	1·99	0·0014136
1·12	0·0004563	1·56	0·0008746	2·00	0·0014277
1·13	0·0004643	1·57	0·0008856	2·01	0·0014418
1·14	0·0004724	1·58	0·0008968	2·02	0·0014560
1·15	0·0004805	1·59	0·0009080	2·03	0·0014703
1·16	0·0004887	1·60	0·0009193	2·04	0·0014847
1·17	0·0004970	1·61	0·0009306	2·05	0·0014991
1·18	0·0005054	1·62	0·0009420	2·06	0·0015136
1·19	0·0005138	1·63	0·0009535	2·07	0·0015281
1·20	0·0005223	1·64	0·0009651	2·08	0·0015428
1·21	0·0005309	1·65	0·0009767	2·09	0·0015575
1·22	0·0005395	1·66	0·0009884	2·10	0·0015722
1·23	0·0005482	1·67	0·0010002	2·11	0·0015871
1·24	0·0005570	1·68	0·0010120	2·12	0·0016020
1·25	0·0005658	1·69	0·0010240	2·13	0·0016169
1·26	0·0005747	1·70	0·0010359	2·14	0·0016320
1·27	0·0005837	1·71	0·0010480	2·15	0·0016471
1·28	0·0005928	1·72	0·0010601	2·16	0·0016623
1·29	0·0006019	1·73	0·0010723	2·17	0·0016775
1·30	0·0006111	1·74	0·0010845	2·18	0·0016928
1·31	0·0006204	1·75	0·0010969	2·19	0·0017082
1·32	0·0006297	1·76	0·0011093	2·20	0·0017237
1·33	0·0006391	1·77	0·0011217	2·21	0·0017392
1·34	0·0006486	1·78	0·0011343	2·22	0·0017548
1·35	0·0006581	1·79	0·0011469	2·23	0·0017705
1·36	0·0006677	1·80	0·0011596	2·24	0·0017862
1·37	0·0006774	1·81	0·0011723	2·25	0·0018021

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2·26	0·0018179	2·51	0·0022376	2·76	0·0027007
2·27	0·0018339	2·52	0·0022553	2·77	0·0027202
2·28	0·0018499	2·53	0·0022730	2·78	0·0027397
2·29	0·0018660	2·54	0·0022908	2·79	0·0027592
2·30	0·0018822	2·55	0·0023087	2·80	0·0027789
2·31	0·0018984	2·56	0·0023267	2·81	0·0027986
2·32	0·0019147	2·57	0·0023448	2·82	0·0028184
2·33	0·0019310	2·58	0·0023629	2·83	0·0028382
2·34	0·0019475	2·59	0·0023810	2·84	0·0028581
2·35	0·0019640	2·60	0·0023993	2·85	0·0028781
2·36	0·0019806	2·61	0·0024176	2·86	0·0028982
2·37	0·0019972	2·62	0·0024360	2·87	0·0029183
2·38	0·0020139	2·63	0·0024545	2·88	0·0029385
2·39	0·0020307	2·64	0·0024730	2·89	0·0029588
2·40	0·0020476	2·65	0·0024916	2·90	0·0029791
2·41	0·0020645	2·66	0·0025102	2·91	0·0029995
2·42	0·0020815	2·67	0·0025290	2·92	0·0030200
2·43	0·0020985	2·68	0·0025478	2·93	0·0030405
2·44	0·0021157	2·69	0·0025667	2·94	0·0030612
2·45	0·0021329	2·70	0·0025856	2·95	0·0030819
2·46	0·0021502	2·71	0·0026046	2·96	0·0031026
2·47	0·0021675	2·72	0·0026237	2·97	0·0031234
2·48	0·0021849	2·73	0·0026429	2·98	0·0031443
2·49	0·0022024	2·74	0·0026621	2·99	0·0031653
2·50	0·0022199	2·75	0·0026814	3·00	0·0031863

157.

Gefällverlust durch Krümmungen.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;
r den Radius der Krümmung;
s die Bogenlänge des gekrümmten Theils;
z den Gefällverlust wegen dieser Krümmung;

so ist:

$$z = \frac{u^2}{2g}\left(0{\cdot}0039 + 0{\cdot}0186\,r\right)\frac{s}{r^2}$$

158.

Gefällverluste durch Verengungen.
Tafel XXXII.

a) Eine Verengung, wie Fig. 16 zeigt, verursacht einen Gefällverlust:

$$z = \frac{u^2}{2g}\left(\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1\right)^2$$

wobei:
u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω;
Ω den Querschnitt der Röhre;
Ω_1 den Querschnitt der Oeffnung;
k_1 den Contraktions-Coeffizienten bezeichnet.

b) Eine Verengung, wie Fig. 17 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\right]$$

wobei:
u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω;
Ω den Querschnitt der ersten Röhre;
Ω_1 Ω_2 die Querschnitte der beiden folgenden Röhrenstücke;
k_1 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω in Ω_1 bezeichnet.

c) Eine Röhrenverbindung, wie Fig. 18 zeigt, verursacht einen Gefällverlust

$$z = \frac{u^2}{2g}\left[\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2\left(\frac{1}{k_2} - 1\right)^2\right]$$

wobei $\Omega\,\Omega_1\,\Omega_2$ die Querschnitte der drei Röhrenstücke;
u die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt Ω;
k_2 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω_1 in Ω_2 bezeichnet.

159.

Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus einer Röhrenleitung.

a) Allgemeines Verfahren.

Nennt man:
H das totale Gefälle, d. h. die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über dem Mittelpunkt der Ausflussöffnung;

S die Summe der Gefällverluste, welche durch Reibung, durch Krümmungen, durch Verengungen etc. entstehen;
h die Geschwindigkeitshöhe, welche der zu berechnenden Ausflussgeschwindigkeit entspricht;

so ist:

$$H = S + h$$

Die Summe S muss in jedem besonderen Falle je nach der Einrichtung der Leitung vermittelst Nr. 156, 157, 158 ausgedrückt werden, und dann kann man aus dieser Gleichung die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, welche der Höhe h entspricht, berechnen.

b) Wenn in der Röhrenleitung weder Krümmungen noch Verengungen vorkommen, oder wenn man den Einfluss derselben vernachlässigt und nur allein den Reibungswiderstand berücksichtiget, so ist für eine durchaus gleich weite unten ganz offene Röhre

$$u = -\frac{0{\cdot}002804\ L g}{L + 37{\cdot}2\ D} + \sqrt{\left[\frac{74{\cdot}405\ H D g}{L + 37{\cdot}2\ D} + \left(\frac{0{\cdot}002804\ L g}{L + 37{\cdot}2\ D}\right)^2\right]}$$

wobei

L die Länge der Röhrenleitung;
D den Durchmesser derselben;
H das totale Gefälle;
u die Ausflussgeschwindigkeit;
g = 9·808 bedeutet.

Wenn die Röhre so lang ist, dass 37·2 D gegen L vernachlässigt werden darf, hat man

$$u = -0{\cdot}002804\, g + 8{\cdot}626 \sqrt{\frac{g H D}{L}}$$

Wenn die Geschwindigkeit u grösser als 0·6^m ist, darf man nehmen:

$$u = 8{\cdot}427 \sqrt{\frac{g H D}{L + 35{\cdot}5\ D}}$$

160.

Gefällshöhe, welche vorhanden sein muss, wenn eine Röhrenleitung von gegebener Länge L und Weite D eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter per 1'' liefern soll.

Man berechne zuerst u mittelst

$$u = \frac{Q}{\frac{1}{4} D^2 \pi}$$

und dann findet man die Gefällhöhe H aus folgender Gleichung:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

wobei $\alpha = 0{\cdot}00001733$, $\beta = 0{\cdot}0003483$.

161.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die mit einem gegebenen Gefälle in jeder Sekunde eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter liefern soll.

Man findet diesen Durchmesser annähernd durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{H}}$$

Genauer findet man diesen Durchmesser mittelst folgender Gleichungen:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D} (\alpha u + \beta u^2)$$

$$Q = \frac{1}{4} D^2 \pi u$$

und zwar auf folgende Art. — Man nimmt versuchweise für u mehrere Werthe an, berechnet die diesen Annahmen entsprechenden Werthe von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

und substituirt sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für H. Diejenigen Werthe von u und D, welche dieser Gleichung genügen, sind dann die zu suchenden Grössen. Diese Rechnung macht wenig Mühe, wenn man $\alpha u + \beta u^2$ aus Tabelle Nr. 156 nimmt.

162.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die eine gegebene Wassermenge liefern soll, wenn der Gefällverlust einen bestimmten aliquoten Theil des totalen Gefälles betragen darf.

Es sei:

p das Verhältniss zwischen dem Gefällverlust, welcher gestattet ist, und dem totalen Gefälle;
u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;
L, D, α, β, H wie in den vorhergehenden Nummern;
dann hat man zur Bestimmung von D die Gleichungen:

$$4 \frac{L}{D} (\alpha u + \beta u^2) = p H$$

$$\frac{1}{4} D^2 \pi u = Q$$

aus welchen D und u am leichtesten bestimmt werden, indem man für u mehrere passende Annahmen macht; hierauf den entsprechenden Werth von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi u}}$$

berechnet, sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für p substituirt, und zuletzt diejenigen Werthe von u und D nimmt, welche jener Gleichung genügen.

Annähernd findet man diesen Durchmesser durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{p H}}$$

163.

Grösste Wasserkraft, welche durch eine Röhrenleitung von gegebenen Abmessungen erhalten werden kann.

Man berechne zuerst die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, vermittelst des Ausdruckes:

$$u = -0{\cdot}0159 + \sqrt{0{\cdot}000378 + 239 \frac{H D}{L}}$$

und dann findet man das in Kilgm. ausgedrückte Maximum der Wasserkraft durch

$$1000 \cdot \frac{D^2 \pi}{4} u \left[H - \frac{4L}{D}(\alpha u + \beta u^2)\right]$$

Gleichgewicht und Bewegung der Luft und der Gase.

164.

Dichte der Gase.

Das Gewicht von einem Kubikmeter eines Gases bei 0° Temperatur (nach 100theiligem Thermometer) und unter dem mittleren Luftdruck (der einer Quecksilbersäule von 0·76^m Höhe das Gleichgewicht hält) ist das Maas seiner Dichte.

165.

Dichte verschiedener Gase bei 0° Temperatur und 0·76^m Druck.

	Gewicht von 1 Kubm.
Atmosphärische Luft	1·293 Klg.
Sauerstoffgas	1·430 „
Wasserstoffgas	0·089 „
Stickstoffgas	1·256 „
Kohlenoxydgas	1·261 „
Kohlensäuregas	1·977 „
Sumpfgas	0·700 „
Oelbildendes Gas	1·981 „

166.

Gewicht von einem Kubikmeter Gas bei irgend einer Temperatur und unter irgend einer Pressung.

Nennt man:

γ_0 das Gewicht von einem Kubm. des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren atmosphärischen Druck;

p den Druck in Kilg, welchen das Gas, dessen Gewicht bestimmt werden soll, auf 1 Quadratmet. ausübt;

t die Temperatur des Gases (hunderttheiliges Thermometer);
γ das Gewicht von 1 Kubikmeter Gas bei t° Temperatur und unter dem Druck p;
so ist:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{p}{10330} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00367\,t}$$

Für trockene atmosphärische Luft ist:

$$\gamma = \frac{p}{7955} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00367\,t}$$

167.

Tabelle der Gewichte von 1 Kubikmeter atmosphärischer Luft bei verschiedenen Temperaturen und unter dem atmosphärischen Luftdruck.

Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.	Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.
Grad.	Kilogr.	Grad.	Kilogr.
0	1·299	150	0·831
5	1·275	200	0·741
10	1·252	250	0·670
20	1·208	300	0·611
40	1·129	350	0·562
60	1·060	400	0·519
80	1·000	450	0·483
100	0·945	500	0·445

168.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einem Gefäss durch eine Oeffnung in einer dünnen Wand.

Es sei:

P die Pressung im Innern des Gefässes auf 1 Quadratmeter;
p die Pressung ausserhalb des Gefässes auf 1 Quadratmeter;
γ_0 das Gewicht von 1 Kubikmeter des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren Luftdruck;

t die Temperatur des Gases im Gefässe;

$m = \frac{10330}{\gamma_0}(1 + 0{\cdot}00367\,t)$;

u die Ausströmungsgeschwindigkeit in Metern;

Ω der Querschnitt der Oeffnung;

Q die Luftmenge in Kilog., welche per 1" ausströmt;

k der Contraktionscoefficient für dünne Wände gleich 0·61 bis 0·62.

Dies vorausgesetzt ist:

$$u = \sqrt{2\,g\,m \times 2{\cdot}303 \log. \text{vul.} \left(\frac{P}{p}\right)}$$

$$Q = k\,u\,\Omega \,.\, \frac{p}{m}$$

Für atmosphärische Luft von 10° Temperatur ist:

$$m = 8252$$

und dann wird

$$u = 610 \sqrt{\log. \text{vulg.} \left(\frac{P}{p}\right)}$$

Die Resultate dieser Formel enthält folgende Tabelle:

$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-geschwindigkeit.	$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-geschwindigkeit.
	Meter.		Meter.
1·01	40	1·20	172
1·02	56	1·40	236
1·03	69	1·60	278
1·04	79	1·80	310
1·05	89	2·00	334
1·06	97	2·50	386
1·07	105	3·00	423
1·08	111	3·50	428
1·09	118	4·00	472
1·10	124	4·50	492

169.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einer langen Röhrenleitung.

Wenn die Austrittsöffnung am Ende einer langen Röhrenleitung angebracht ist, muss die Reibung der Luft oder des Gases an der Röhrenwand berücksichtigt werden, und dann hat man:

$$u = \sqrt{\left\{ \frac{2\,g\,m\,\text{log. nat.}\left(\frac{P}{p}\right)}{1 + k^2\left[\frac{d^4}{D^4}\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + 8\,\alpha\,L\,\frac{d^4}{D^5}\right]} \right\}}$$

wobei

D der Durchmesser der Röhre;
d der Durchmesser der Austrittsöffnung;
L die Länge der Röhre;
$m = \frac{10330}{\gamma_0}(1 + 0{\cdot}00367\,t)$;
$\alpha = 0{\cdot}00315$;
k der Contraktions-Coeffizient für den Eintritt der Luft in die Röhrenleitung;
k_1 der Contraktions-Coeffizient für die Austrittsöffnung;
P die Pressung am Anfange der Röhrenleitung oder im Gefäss;
p die Pressung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem die Luft entweicht;
u die Austrittsgeschwindigkeit.

170.

Austrittsgeschwindigkeit, wenn die Pressung in irgend einem Punkt der Röhrenleitung beobachtet worden ist.

Es sei $\mathfrak{P}$ die Pressung, welche in einem Punkt beobachtet wurde, welcher von der Austrittsöffnung um l entfernt ist. Alle in vorhergehender Nummer gewählten Zeichen beibehaltend, hat man in dem vorliegenden Fall

$$u = \sqrt{\left\{ \frac{2\,g\,m\,\text{log. nat.}\left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right)}{1 + 8\,\alpha\,l\,\frac{d^4}{D^5}\,k^2} \right\}}$$

171.

Bestimmung der Pressung $\mathfrak{P}$, welche in einer Entfernung l von der Austrittsöffnung stattfindet.

Werden alle in den beiden vorhergehenden Nummern angenommenen Bezeichnungen beibehalten, so hat man zur Bestimmung von $\mathfrak{P}$ folgenden Ausdruck:

$$\text{log. nat.} \left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right) = \text{log. nat.} \left(\frac{P}{p}\right) \frac{1 + 8\alpha k^2 \frac{l d^4}{D^5}}{1 + k^2 \frac{d^4}{D^4} \left[\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + \frac{8\alpha L}{D}\right]}$$

172.

Tabelle der Ausflusscoeffizienten k.

Höhe der drücken-den Was-sersäule in Metern.	Ausflusscoeffizient k.		
	Für Oeff-nungen in dünnen Platten.	Für konische Ansatz-röhren; Neigung etwa 3°	Für cylin-drische Ansätze.
0·016	0·615	0·905	0·776
0·033	0·610	0·897	
0·065	0·604	0·888	
0·097	0·599	0·880	
0·130	0·595	0·874	
0·162	0·591	0·869	0·746
0·195	0·588	0·865	
0·227	0·585	0·859	
0·260	0·582	0·855	
0·292	0·579	0·851	
0·325	0·577	0·847	0·728
0·487	0·565	0·831	
0·650	0·556	0·817	0·702
0·814	0·548	0·805	
0·975	0·540	0·794	0·682
1·140	0·534	0·784	
1·300	0·527	0·775	0·665
1·625	0·515	0·757	0·650
1·950	0·505	0·742	0·637
2·275	0·495	0·728	0·625

SECHSTER ABSCHNITT.

Wasserräder.

Tafel XXXII und XXXIII.

173.

Bezeichnungen.

In den folgenden Resultaten für die Berechnung und Construction der Wasserräder haben die verschiedenen Bezeichnungen folgende Bedeutung:

H das Gefäll, d. h. der Vertikalabstand des Wasserspiegels im Zuflusskanal über dem Wasserspiegel im Abflusskanal;

Q der Wasserzufluss in Kubik-Metern per 1 Sekunde;

$E_a = 1000\ Q\,H$ der in Kilgm. ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

$N_a = \frac{E_a}{75}$ der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effect der Wasserkraft;

$E_n\ N_n$ der in Kilgm. und der in Pferdekräften ausgedrückte Nutzeffect des Wasserrades;

R Halbmesser des Rades;

a Tiefe des Rades, d. h. die Differenz zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades;

b die Breite des Rades, d. h. die mit der Axe des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen;

c die Länge a f Fig. 5, Tafel XXXIII, des äusseren Theiles einer Schaufel oder Zellenwand. Für ein Rad mit geraden radial gestellten Schaufeln ist $c = o$ zu setzen. Wenn das Rad gerade, aber schief gestellte Schaufeln hat, bedeutet c die ganze Länge der Schaufel. Wenn die Schaufel oder die Zelle gekrümmt ist, kann man (zur Effectberechnung) eine ebenflächige Form substituiren, welche mit der krummflächigen möglichst nahe übereinstimmt, und dann bedeutet c die Länge des äusseren Theiles der ebenflächigen Form;

β Winkel, unter welchem der äussere Theil einer Zelle oder Schaufel den Umfang des Rades durchschneidet;

e Entfernung zweier Schaufeln oder Zellen;

$i = \frac{2 R \pi}{e}$ Anzahl der Schaufeln oder Zellen;

v Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

V Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Umfang des Rades erreicht. Für das unterschlächtige Rad und für das Poncelet-Rad ist zu setzen:

$$V = \sqrt{2 g H}$$

Für die übrigen Räder ist für V die Geschwindigkeit zu nehmen, welche der Tiefe des Durchschnittspunktes der unteren Begränzungsfläche des Strahles mit dem Radumfang unter der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanal entspricht;

δ Winkel, den die Richtung von V mit dem Umfang des Rades bildet;

γ Winkel, den der nach dem Eintrittspunkt gezogene Radius mit dem vertikal abwärtsgerichteten Radius bildet; wobei unter Eintrittspunkt derjenige Punkt verstanden wird, in welchem die untere Begränzungsfläche des Strahles den Umfang des Rades durchschneidet;

ε bedeutet bei Rädern mit Gerinne den Spielraum zwischen den äussern Schaufelkanten und dem Radgerinne;

h bedeutet: 1) bei den Rädern mit Gerinne die Höhe des Wasserstandes in der untersten Zelle, über dem Wasserstand im Abflusskanal; 2) bei dem oberschlächtigen Rade das Freihängen, d. h. die Höhe des untersten Punktes des Radumfanges über dem Spiegel des Unterwassers;

$m = \frac{Q}{a b v}$ der Füllungscoeffizient, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermenge Q, die per 1" dem Rade zufliesst und dem Volumen der Zellenräume, welche diese Wassermenge aufzunehmen haben;

f der Reibungscoeffizient für die Zapfenreibung;

s die Höhe in der sich unmittelbar nach beendigter Füllung der Schwerpunkt der Wassermasse über dem Punkt a (Fig. 6, Tafel XXXIII) der Zelle befindet;

S bedeutet bei Rädern mit Gerinnen die Summe der Bögen, längs welchen das in den Zellen enthaltene Wasser den Gerinnboden berührt;

$g = 9{\cdot}808$ Metres.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades.

174.

Wahl der Maschine.

Wenn eine Einrichtung zum Betrieb eines Werkes durch Wasserkraft angegeben werden soll, muss vor allem Andern bestimmt werden, was für eine Kraftmaschine unter gegebenen Umständen am besten dem Zweck entspricht. Vorausgesetzt, dass nur allein die Grösse des Baukapitals, welches für ein Unternehmen verwendet werden darf oder kann und die Grösse so wie Beschaffenheit der disponibeln Wasserkraft zu berücksichtigen sind, wird man in den meisten Fällen eine zweckmässige Maschine wählen, wenn man sich an nachstehende Vorschrift hält. In derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder verwendet werden darf;

H und Q das Gefälle nnd den Wasserzufluss per 1″;

$N_a > N_n$ es sei die disponible Kraft bedeutend (z. B. zweimal) so gross als der zum Betrieb erforderliche Nutzeffekt;

$N_a = N_n$ es sei die disponible Kraft nur bei sehr vortheilhafter Benutzung zum Betrieb der Maschinen hinreichend.

Ist das Gefälle und die Wassermenge H	Q	so soll gewählt werden: ein hölzernes Wasserrad.	ein eisernes Wasserrad.	eine Turbine.
nicht über 2^m	klein oder gross	wenn K klein	1) wenn K gross, H u. Q constant, $N_a > N_n$ 2) wenn K gross, H und Q veränderlich	wenn K gross H u. Q constant $N_a = N_n$
zwischen 2^m und 6^m	nicht grösser als 0·2 kbm.	wenn K klein	wenn K gross	niemals
zwischen 2^m und 6^m oder zwischen 6^m und 12^m	grösser als 0·3 kbm. oder klein oder gross	wenn K klein und $N_a = N_n$	wenn K gross und $N_a = N_n$	wenn K gross und $N_a > N_n$
grösser als 12^m	klein oder gross	niemals	niemals	jederzeit

175.

Wahl des Rades.

Wenn man sich für den Bau eines Wasserrades entschieden hat, ist dann weiter die Frage zu beantworten, welche von allen Anordnungen von Wasserrädern in dem gegebenen Falle die zweckmässigste sei? Diese Frage kann mit Zuverlässigkeit und ohne Schwierigkeit vermittelst der Fig. 1, Tafel XXXIII beantwortet werden. In dieser Figur bedeutet: die obere horizontale Zahlenreihe die in Metern ausgedrückten Gefälle; die vertikale Zahlenreihe (linker Hand) die in Kubik-Metern ausgedrückten Wassermengen, welche per 1" den Rädern zufliessen. Die verschiedenen geraden und krummen Linien innerhalb der Grenzen der ganzen Figur bestimmen die Grenzen der Anwendbarkeit der verschiedenen Arten von Rädern. Die Linie A B bestimmt die grösste Wasserkraft, welche noch durch ein einziges Wasserad nutzbar gemacht werden kann.

Um vermittelst dieser Figur zu entscheiden, was für ein Rad gewählt werden soll, sucht man vermittelst der horizontalen Zahlenreihe die Vertikallinie auf, welche dem gegebenen Gefälle entspricht; ferner vermittelst der vertikalen Zahlenreihe die Horizontallinie, welche mit der gegebenen Wassermenge übereinstimmt. Der Punkt, in welchem sich diese zwei Linien schneiden, liegt dann in dem Wasserkraft-Gebiet des zu wählenden Rades. Ist z. B. das gegebene Gefäll 3^m und die Wassermenge 1·5 Kubik-Meter, so führen diese Daten auf ein Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf.

176.

Nutzeffekt der Wasserräder.

Es ist für viele Zwecke ganz genügend, den Nutzeffekt eines Wasserrades schätzungsweise zu bestimmen; dies ist insbesondere der Fall, wenn die Dimensionen eines zu erbauenden Rades bestimmt werden sollen.

Wenn die Constructionsverhältnisse, die Füllungen und die Geschwindigkeiten nicht zu weit von denjenigen abweichen, welche bei gut angeordneten Wasserrädern getroffen werden, darf man für das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt folgende Werthe annehmen:

Unterschlächtiges Rad . . .	0·30 bis 0·35
Kropfrad	0·40 „ 0·50

Poncelet-Rad	0·60	bis	0·65
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	0·60	„	0·65
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	0·65	„	0·70
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	0·60	„	0·70
Oberschlächtiges Rad für kleine Gefälle von 3 bis 5^m	0·50	„	0·60
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5^m	0·60	„	0·75

177.

Wassermenge.

Wenn die Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben ist, so muss dieselbe aus dem Nutzeffekt, den das Rad entwickeln soll, und aus dem Gefälle berechnet werden. Vermittelst der in voriger Nummer angegebenen Leistungen der Wasserräder findet man für die Wassermenge Q, welche in einer Sekunde den Rädern zugeleitet werden muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu 75 Klgmtr. zu erhalten, folgende Werthe:

Unterschlächtiges Rad	$Q = 0{\cdot}21 \frac{N_n}{H}$ bis $0{\cdot}25 \frac{N_n}{H}$
Kropfrad	$Q = 0{\cdot}175 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}187 \frac{N_n}{H}$
Poncelet-Rad	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf . .	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf . .	$Q = 0{\cdot}105 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle bis zu 5^m	$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}150 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5^m	$Q = 0{\cdot}100 \frac{N_n}{H}$ „ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$

178.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder v.

Die Wasserräder geben einen befriedigenden Nutzeffekt und fallen nicht zu gross aus, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten derselben genau oder ungefähr folgende Werthe haben:

	Umfangsgeschwindigkeit.
Unterschlächtiges Rad	$v = 0{\cdot}4\sqrt{2gH}$
Kropfrad . . . . , ...	$v = 2^m$
Poncelet-Rad	$v = 0{\cdot}55\sqrt{2gH}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$v = 1{\cdot}4$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1{\cdot}6$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1{\cdot}5$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle . .	$v = 1{\cdot}3$ bis 1.5
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle . .	$v = 1{\cdot}5$

179.

Halbmesser der Räder R.

Die Wasserräder geben einen guten Effekt und werden nicht zu kostspielig, wenn die Halbmesser nach folgenden Regeln genommen werden:

Für das unterschlächtige Rad je nachdem die Lokalverhältnisse sind	$R = 2^m, 3^m$ bis $3{\cdot}5^m$
Für das Kropfrad	$R = 1{\cdot}5\,H$ bis $2{\cdot}5\,H$
Für das Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$R = 1{\cdot}25\,H$ bis $1{\cdot}5\,H$
Für das Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$R =$ ungefähr H
Für das rückschlächtige Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$R = \frac{2}{3}H$
Für das oberschlächtige Rad	$R = \frac{1}{2}\left(H - \frac{V^2}{2g}\right)$
In der Regel ist $V = 2v$ zu nehmen und dann wird.	$R = \frac{1}{2}\left(H - 4 \cdot \frac{v^2}{2g}\right)$
Für das Poncelet-Rad.	$R = 2H$

180.

Füllung der Räder m.

Das Maas der Füllung eines Rades ist das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermasse, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes.

Es ist:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v}$$

Die Füllung darf für die Schaufelräder nicht grösser als $\frac{1}{2}$ und für die Zellenräder nicht grösser als $\frac{1}{3}$ sein. Man hat daher:

Für Schaufelräder:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v} \text{ ungefähr} = \frac{1}{2}$$

Für Zellenräder:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v} = \frac{1}{5}, \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3}$$

181.

Wassermenge, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufzunehmen hat.

Ist der Füllungs-Coeffizient bekannt, so findet man die Wassermenge in Kubikmetern, welche ein Schaufel-oder ein Zellenraum aufzunehmen hat, wenn man diesen Raum mit dem Füllungs-Coefizienten multiplizirt.

Auch ist die Wassermenge eines Schaufel- oder Zellenraumes gleich

$$Q \cdot \frac{e}{v}$$

182.

Verhältniss zwischen Breite b und Tiefe a der Räder.

Durch Vergleichung einer grösseren Anzahl von ausgeführten Rädern habe ich gefunden, dass man mit der Erfahrung übereinstimmende Verhältnisse findet, wenn man nimmt:

Für Schaufelräder:

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75 \sqrt[3]{N_a}$$

Für Kurbelräder:

$$\frac{b}{a} = 2{\cdot}25 \sqrt[3]{N_a}$$

Von diesen Regeln macht das Poncelet-Rad eine Ausnahme.

183.

Bestimmung der Breite b und Tiefe a der Räder.

Hat man, nach den im Vorhergehenden angegebenen Regeln, m, v, $\frac{b}{a}$ bestimmt, so findet man durch folgende Formeln die Breite und Tiefe irgend eines Rades von älterer Construktion:

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m\,v}\,\frac{b}{a}}$$

$$a = \frac{b}{\frac{b}{a}}$$

184.

Anzahl der Radarme.

Die Anzahl der Arme eines Armsystems ist gleich derjenigen ganzen Zahl, welche dem Werthe

$$2\,(1 + R)$$

am nächsten liegt.

185.

Anzahl der Schaufeln oder der Zellen.

Die Anzahl der Schaufeln oder der Zellen wird durch diejenige ganze Zahl bestimmt, welche dem Werthe

$$\frac{2\,R\,\pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7\,a}$$

am nächsten liegt, und die durch die Anzahl der Arme eines Armsystems theilbar ist.

186.

Schaufel- und Zellentheilung.

Diese wird gefunden, wenn man den Umfang $2\,R\,\pi$ des Rades durch die Anzahl der Schaufeln oder Zellen dividirt.

187.

Spielraum des Rades im Gerinne.

Bei den Rädern, welche Gerinne haben, richtet sich der Spielraum zwischen dem Rade und dem Gerinne nach dem Material, aus welchem beide hergestellt werden, und nach der Genauigkeit der Ausführung.

Für genau gebaute hölzerne Räder ist dieser Spielraum $0{\cdot}02^m$ bis $0{\cdot}025^m$, für eiserne Räder $0{\cdot}015^m$ bis $0{\cdot}02^m$ zu nehmen.

Verzeichnung der Räder.

Für die Verzeichnung der Räder werden die folgenden Andeutungen in Verbindung mit den Figuren Tafel XXXII und XXXIII genügen.

188.

Verzeichnung des unterschlächtigen Rades.
Taf. XXXIII, Fig. 2.

O Mittelpunkt des Rades. — C der tiefste Punkt des Rades. — B C D bogenförmiger Gerinnboden. — Neigung der schiefen Ebene B A gegen den Horizont $= \frac{1}{20}$. — Der Schützen J E nahe am Rade. — Neigung derselben gegen den Horizont = 60°. – Dicke des Wasserstrahles vor dem Rade annähernd:

$$\frac{Q}{b\sqrt{2gH}}$$

F E parallel mit B A. — Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über den Punkt F gleich H. — Höhe des Wasserspiegels im Abflusskanal übereinstimmend mit der Höhe des Punktes F. — Stellung der Schaufeln, so dass sie im Punkt D eine vertikale Richtung haben.

189.

Verzeichnung des Kropfrades. Taf. XXXIII, Fig. 3.

p q der mittlere Wasserstand im unteren Kanal. — m n der niedrigste Wasserstand im oberen Kanal. — O Mittelpunkt. — C tiefster Punkt des Rades; letzterer in einer Tiefe $\frac{1}{2}$ a unter p q. – O C = R. — Tiefe des Punktes B unter m n gleich 0·8^{m}.

A B parabolischer Einlauf.

Neigungswinkel der zum Punkt B gehörigen Tangente gegen den Horizont w = 35° bis 45°.

Coordinaten des Scheitels der Parabel $\begin{cases} BD = 0{\cdot}8 \sin. 2 w. \\ AD = 0{\cdot}8 \sin.^2 w. \end{cases}$

Neigung des Schützens gegen den Horizont ungefähr 60°. Für die Schaufelstellung ist zu machen: C L $= \frac{1}{4}$ a, $\widehat{LM}$ aus O beschrieben. M N vertikal. M P radial. Diese Regel für die Schauflung gilt für alle Schaufelräder.

190.

Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf. Taf. XXXIII, Fig. 7.

A B parabolische Einlauffläche.

t Tiefe des Scheitels A der Parabel unter dem Spiegel des Wassers im oberen Kanal

$$t = \left(\frac{Q}{0{\cdot}44\, b \sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

Diese Tiefe t kann auch vermittelst der Tabelle (141) bestimmt werden.

Tiefe des Punktes B unter dem oberen Wasserspiegel = 1·5 t.

Coordinaten des Scheitels A der Parabel $\begin{cases} B\,D = 1{\cdot}4\, t \\ A\,D = 0{\cdot}5\, t \end{cases}$

Rad, Gerinne und Schaufelung werden wie bei dem Kropfrade verzeichnet.

191.

Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf. Taf. XXXIII, Fig. 4.

Rad, Gerinne und Schaufelung werden, wie bei dem Kropfrad angedeutet wurde, verzeichnet. Für die Verzeichnung des Einlaufes dienen folgende Bemerkungen:

m n höchster Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich 0·3^m.

Winkel $\widehat{K\,1\,O} = 36^\circ$.

Theilung $1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 = \frac{1}{3}$ a.

Halbmesser 1 I = 2 II = 3 III = 0·8 a.

Die Mittelpunkte I II III der Coulissen-Krümmungen liegen in einem aus O beschriebenen Kreis.

Die Wassermenge, welche zwischen irgend zwei auf einander folgende Coulissen ausfliesst, findet man durch

$$0{\cdot}4\, b\, p \sqrt{2\, g\, t}$$

wobei

p die normale äussere Entfernung der Coulissen,

t die Tiefe des Mittelpunktes der Ausflussöffnung unter m n bedeutet.

Um die Anzahl der Coulissen zu finden, berechne man die Wassermengen, welche zwischen den auf einander folgenden Coulissen ausfliessen; addire die erste und zweite, dann die erste, zweite und dritte u. s. f., bis man eine Summe erhält, die gleich

oder grösser als Q ist. Zu der Anzahl, welche die Wassermenge Q liefert, füge man noch so viele Kanäle hinzu, als der Differenz zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstand im obern Kanal entspricht.

192.

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf.
Taf. XXXIII, Fig. 6.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Die Punkte 5 . a b . liegen in einer geraden radialen Linie. a liegt in der Mitte zwischen 5 und b; es ist also $\overline{ab}\frac{1}{2}$ a. Bei b muss eine Ventilation angebracht werden. Wenn die äusseren Wände auffallend convergirend erscheinen, müssen dieselben concav gemacht werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für den geradlinigen Winkel 1 a b eine durch i a b gehende krumme Linie nehmen.

Zur richtigen Verzeichnung der Coulissen dienen folgende Bemerkungen:

m n der höchste Wasserstand im oberen Kanal.
Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich $0{\cdot}3^m$
1 c der Richtung nach die Verlängerung von a i.
1 c = v tangirend an den Umfang des Gerinnes.
c d der Richtung nach parallel mit 1 c.
$1\,d = \sqrt{2g \times 0{\cdot}3} = 2{\cdot}42^m$, 1 I = a, senkrecht auf 1 d.
$1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 = 0{\cdot}4\,a$.

Die Punkte I II III liegen in einem durch 1 gehenden zum Umfang des Rades concentrischen Kreis, und es ist:

$$2\,II = 3\,III = 4\,IV = 1\,I = a$$

Die Anzahl der erforderlichen Coulissen wird bestimmt, wie bei dem Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf angedeutet wurde, nur muss hier bei der Berechnung der Wasserquantitäten statt des dort angewendeten Coeffizienten 0·4, 0·75 genommen werden.

193.

Das oberschlächtige Rad. Taf. XXXIII, Fig. 5.

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.



Tiefe des Punktes a unter dem niedrigsten Wasserstand im oberen Kanal gleich $4 \frac{v^2}{2g}$.

$a a_1 = e$ die Zellentheilung, $\overline{a_1 l} = \frac{1}{4} \overline{a a_1}$, l f g gerade radiale Linie, $\overline{l f} = \overline{f g} = \frac{1}{2}$ a.

Wenn die äusseren Zellenwände auffallend convergirend erscheinen, muss f a schwach gekrümmt werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für dieselben eine durch a f g gehende stetig krumme Linie annehmen.

a d der Richtung nach, tangirend an dem äusseren Umfang des Rades, der Grösse nach = v.

a c der Richtung nach die Tangente an dem Punkt a der Zellenwand a f. d b der Richtung nach parallel mit a c. a b der Grösse nach gleich 2 v.

Nach der Richtung b a muss das Wasser bei a ankommen, um ohne Stoss gegen die Zellenwände in das Rad eintreten zu können. a e parabolische Einlauffläche; dieselbe wird bei a von a b berührt. e Scheitel der Parabel.

Horizontalabstand der Punkte a und e gleich . $\overline{a j} \sin. 2 (\widehat{b a d})$

Vertikalabstand der Punkte a und e gleich . . $\overline{a j} \sin.^2 (\widehat{b a d})$

194.

Regeln für die Berechnung und Verzeichnung des Poncelet-Rades.
Taf. XXXII, Fig. 2.

O Mittelpunkt des Rades.

Halbmesser des Rades . . . . R = 2 H

Spielraum zwischen Rad und Gerinne . . . . . = 0·02 H

Winkel, welche dem bogenförmigen Theil des Gerinnes entsprechen: $\widehat{BOC} = \widehat{COD}$ . . . . = 15°

Neigung der schiefen Ebene A B gegen den Horizont = 3°

Dicke der Wasserschichte unmittelbar vor dem Rade = 0·19 H

E F parallel mit A B.

F G Horizontallinie, deren Verlängerung den Wasserstand im unteren Kanal bestimmt.

Höhe des Wasserspiegels m n über dem Punkt F . = H

N L der mittlere Wasserfaden. L M senkrecht auf N L.

U T Höhe der Radkrone . . . . = 0·509 H

L M Krümmungshalbmesser für die Schaufeln . . = 0·711 H

Anzahl der Radschaufeln . . . . $= 42$

Breite des Rades . . . . $b = 5{\cdot}26 \dfrac{Q}{H\sqrt{2gH}}$

Tiefe des Wassers im Abflusskanal unmittelbar hinter dem Rade . . . . $= 0{\cdot}6\,H$

Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . . . $v = 0{\cdot}55\sqrt{2gH}$

Regeln für den Bau der Wasserräder.

195.

Eintheilung der Räder nach ihrer Bauart.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende Classen eingetheilt werden.

1) Räder mit steifen Armen, durch welche der den Schaufeln oder Zellen mitgetheilte Effekt in die Radwelle, und durch diese auf die Transmission übertragen wird
2) Räder mit steifen Armen und mit einem an die Radarme oder an die Radkränze befestigten Zahnkranze, von welchem aus der dem Rade mittgetheilte Effekt an die Transmission übergeben wird
3) Räder mit dünnen schmiedeisernen, stangenartigen Armen und mit einem an die Radkränze befestigten Zahnkranz, welcher den Effekt an die Transmission abgibt.
4) Räder mit einem in der Mitte befindlichen Zahnkranz.
5) Räder (von grosser Breite und bedeutender Kraft) mit zwei Zahnkränzen; auf jeder Seite des Rades einer derselben.

196.

Kräfte, welchen die einzelnen Theile der Räder zu widerstehen haben.

1) Ist das Rad nach der ersten Art gebaut, und hat es z. B. drei Armsysteme, so überträgt jedes Armsystem $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein. Das erste Wellenstück ab, Taf. XXXII, Fig. 1, überträgt $\frac{1}{3} N_n$, das zweite Stück bc $\frac{2}{3} N_n$, die Fortsetzung cd die ganze Kraft N_n; und es geschieht diese Uebertragung in der Welle durch Torsion.

2) Soll das Rad nach der zweiten Art und mit drei Armsystemen erbaut werden, Taf. XXXII, Fig. 3, so überträgt jedes der

Armsysteme A und B $\frac{1}{3}$ N_n nach der Welle herein; das Armsystem C überträgt $\frac{2}{3}$ N_n nach dem Zahnkranz hinaus, das Wellenstück a b ist auf $\frac{1}{3}$ N_n, das Wellenstück b c auf $\frac{2}{3}$ N_n in Anspruch genommen.

3) Ein Rad, das nach der dritten Art erbaut, und mit radialen, so wie auch mit Diagonal- und mit Umfangsstangen versehen ist, gibt die Kraft direkt an den Zahnkranz ab. Die Radialarme und die Welle haben nur das Gewicht des Rades zu tragen; die Diagonalstangen schützen gegen Seitenschwankungen; die Umfangsstangen übertragen die Kraft, welche der einen Seite des Rades mitgetheilt wird, nach dem Zahnkranz.

4) Ist ein Rad nach der vierten Art erbaut, und sind die Radkronen mit dem mittleren Zahnkranz durch Umfangsstangen oder durch Traversen verbunden, so haben die Arme und die Welle nur das Gewicht der ganzen Construktion zu tragen, und das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers kann auf diese Bestandtheile gar nicht einwirken.

5) Ist ein Rad nach der fünften Art erbaut, so haben wiederum die Arme und die Welle nur das Gewicht des Baues zu tragen, vorausgesetzt, dass die Zwischenkränze, wenn welche vorhanden sind, durch Umfangsstangen mit den äussern Kränzen verbunden sind.

Diese Bemerkungen sind aber nur dann richtig, wenn (bei Rädern mit Zahnkränzen) der Kolben genau oder ungefähr in demjenigen Radius des Rades liegt, welcher durch den Schwerpunkt des im Rade enthaltenen Wassers geht.

197.

Regeln für die wichtigsten Querschnitts-Dimensionen.

Zahnkranz.

Halbmesser des Zahnkranzes . $= R_1$

Dicke eines Zahnes auf dem Theilriss gemessen . . . $= z = 0{\cdot}086 \sqrt{\frac{75 N_n}{v} \frac{R}{R_1}}$ Centim.

Breite des Kranzes . . . . . . $= 5{\cdot}5\, z$ Centim.

Länge der Zähne nach dem Radius gemessen . . . . . . $= 1{\cdot}5\, z$ „

Theilung . . . . $= 2{\cdot}1\ z$ Centim.
Gewöhnlich ist v ungefähr $1{\cdot}5^m$, und R_1 genau oder nahe $= R$, und dann wird die Dicke eines Zahnes . . . . $z = 0{\cdot}6\sqrt{N_n}$ „
Breite, Länge, Theilung wie oben.

198.

Eiserne Wellen.

Die Wellen oder Wellenstücke, welche auf Torsion in Anspruch genommen sind, dürfen nach der Regel bestimmt werden, die für Transmissionswellen im Allgemeinen gilt, nur muss man, wenn alle Theile den auf sie einwirkenden Kräften entsprechend construirt werden sollen, bei der Bestimmung jedes Wellenstückes nur die Pferdekraft in Rechnung bringen, welche das Wellenstück überträgt. Wellen, welche nur die Gewichte des Baues zu tragen haben, müssen nach den Regeln der respektiven Festigkeit construirt werden. Der Coeffizient der respektiven Festigkeit ist dabei $= 300$ zu nehmen.

199.

Zapfen der Wasserradwelle.

Der Durchmesser eines Wasserradzapfens ist annähernd

$3\sqrt{N_n}$ Centimeter, wenn das Rad durch 2 Zapfen getragen wird.
$4\sqrt{N_n}$ Centimeter, wenn das Rad durch 1 Zapfen getragen wird.

Genau können die Zapfen erst bestimmt werden, nachdem das Rad entworfen und das Gewicht desselben berechnet worden ist.

Ist der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, bestimmt, und gleich P, so findet man den Durchmesser desselben entweder vermittelst der Formel

$$0{\cdot}18\sqrt{P} \text{ Centim.}$$

oder vermittelst der Tabelle Nr. 66.

200.

Hölzerne Wellen.

Der Durchmesser einer hölzernen Welle ist 5 Mal so gross zu nehmen als der Durchmesser des Wellzapfens.

201.
Radarme.

a) Steife eiserne. Diese sind nach der Regel zu construiren, welche Nr. 89 g. für die Arme von Transmissionsrädern aufgestellt wurde.

Nennt man nämlich:

d den Durchmesser, welchen eine Transmissionswelle haben muss, welche so schnell umgeht, als das Wasserrad, und die so viel Effekt überträgt, als das Armsystem, von welchem die Dimensionen eines Armes bestimmt werden sollen;

h die Höhe eines Armes (am Mittelpunkt der Welle und senkrecht auf die Längenrichtung des Armes gemessen);

$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Arme des Armsystems, so hat man hier, wie bei den Transmissionsrädern

$$\frac{h}{d} = \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} \qquad b = \frac{1}{5} h$$

Für $\mathfrak{N}$ =	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d}$ =	1·08	0·94	0·86	0·79	0·75

b) Steife hölzerne Arme. Die Höhe dieser Arme bestimme man genau so, wie wenn die Arme von Eisen wären, die Dicke dagegen nehme man $\frac{5}{7}$ h.

Diese beiden Regeln beziehen sich auf Arme, die auf respective Festigkeit in Anspruch genommen sind, gelten also für Räder nach der ersten und zweiten Bauart.

c) Dünne schmiedeiserne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauart;

Durchmesser eines radialen Armes . $d = 0 \cdot 69 \sqrt{N_n}$
Durchmesser einer Diagonalstange . . $= 0 \cdot 75\ d$
Durchmesser einer Umfangsstange . . $= 0 \cdot 6\ d$

d) Hölzerne Tragarme: für Räder nach der dritten, vierten, fünften Bauart:

Querschnitt eines radialen Tragarmes $= 5\ N_n$

202.
Rosetten.

Nennt man d den Durchmesser des Wasserradzapfens, h die grössere von den Querschnittsdimensionen eines Radarms, so ist:

A) die Länge einer Armhülse an der Rosette:
  a) für Räder mit steifen Armen, nach Bauart 1 und 2, = 2 h bis 2·4 h;
  b) für Räder mit hölzernen Tragarmen nach Bauart 3, 4, 5, = 4 h;
  c) für Räder mit schmiedeisernen Tragarmen gleich 6 Stangen Durchmesser.

B) Metalldicke der Rosettenhülse, welche zum Aufkeilen der Rosette dient: $= \frac{1}{3}$ d + 0·5.

C) Länge dieser Hülse 1·2 d bis 1·6 b.

203.

Kegelkränze.

Radiale Dimension eines Kegelkranzes sowohl für Eisen als auch für Holz		$\frac{1}{3}$ a
Dicke des Kranzes	für Holz	$\frac{1}{3}$ a
	für Eisen	$\frac{1}{20}$ a

204.

Radkränze für Zellenräder.

Hölzerne Kränze	Dicke der inneren Felgen	$\frac{a}{6}$
	Dicke der äusseren Felgen	$\frac{a}{7}$
Eiserne Seitengetäfer, Dicke derselben		$\frac{a}{25}$ bis $\frac{a}{20}$

205.

Schaufel- und Zellenbretter.

Dicke der hölzernen Schaufelbretter		$\frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$
Dicke des Kübelbodens		$\frac{a}{8}$
Dicke der äusseren Kübelwand	in der Mitte von a	$\frac{a}{8}$
	am Umfang des Rades	$\frac{a}{10}$

206.

Radboden.

Dicke des Radbodens bei Schaufelrädern . . . . . . $\frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Radbodens bei Kübelrädern . . . . $\frac{a}{7}$

207.

Gerinnboden.

Dicke der Gerinnböden . . . . $\frac{a}{10}$

Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes der älteren Wasserräder.

Das unterschlächtige Rad.

208.

Wasserverluste.

Um den Nutzeffekt eines unterschlächtigen Rades zu berechnen, müssen zuerst die Wassermengen bestimmt werden, welche zwischen den Schaufeln und unter dem Rade wirkungslos entweichen. Es ist die Wassermenge q_1, welche in jeder Sekunde zwischen den Schaufeln durchgeht, ohne gegen dieselben zu wirken:

a) wenn der Boden des Zuflusskanals und jener des Abflusskanals eine fortlaufende gerade Linie bilden:

$$q_1 = \frac{1}{24} e^2 \frac{b}{R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \quad \ldots \quad \text{wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = Q \left(1 - \frac{4}{3} \frac{1}{e} \frac{V-v}{V} \sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\right) \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3} Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad \text{wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{8R} \left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

b) wenn im Abflusskanal Boden und Wasserspiegel tiefer liegen, als im Zuflusskanal:

$$q_1 = Q\left(1 - \frac{2}{3}\,\frac{1}{e}\,\frac{V-v}{V}\sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\right) \text{ wenn } \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{6}\,b\,\frac{e^2}{R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \quad \ldots\ldots \text{ wenn } \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3}\,Q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{ wenn } \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_1 = 0$$

Es ist ferner die Wassermenge q_2, welche per 1 Sekunde durch den Spielraum des Rades im Gerinne entweicht:

a) bei einem geradlinig fortlaufenden Gerinne:

$$q_2 = b\,V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16\,R}\right)\sqrt{1 - \frac{2g}{V^2}\cdot\frac{Q}{bV}}$$

b) wenn der Boden des Abflusskanals tiefer liegt, als jener des Zuflusskanals:

$$q_2 = b\,V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16\,R}\right)$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_2 = 0$$

209.

Nutzeffekt des unterschlächtigen Rades.

Hat man nach den so eben gegebenen Regeln die Wasserverluste $q_1 + q_2$ berechnet, so findet man dann den Nutzeffekt durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = \frac{1000}{2g}\left(Q - q_1 - q_2\right)\left[2\,v\,(V-v) - \frac{3\,Q\,v}{b\,R}\right]$$
$$- 0{\cdot}118\;i\,a\,b\,v^3 - 0{\cdot}8\;n\,f\,N_n\sqrt{N_n}$$

Für den Nutzeffekt N_n darf man $0{\cdot}35\;N_a$ in Rechnug bringen.



210.

Nutzeffekt des Kropfrades, des Schaufelrades mit Ueberfall-Einlauf und des Schaufelrades mit Coulissen-Einlauf.

Man findet den Nutzeffekt dieser Räder vermittelst folgender Formel:

$$E_n = 1000\,Q\,H - 1000\,Q\left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}h - \frac{v\,(V\cos.\delta - v)}{g}\right]$$

$$- 1000\,Q\left[\frac{e}{2}\sin.\gamma + c\sin.(\gamma - \beta) - s\right]$$

$$- 1000\,\varepsilon\,b\sqrt{2\,g\,e}\left(H - \frac{V^2}{2g}\right)\left(0{\cdot}43 + 0{\cdot}26\frac{Q}{a\,b\,v}\right)$$

$$- 0{\cdot}188\,i\,a\,b\,v^3$$

$$- 0{\cdot}366\,b\,S\,v^3$$

$$- 0{\cdot}8\,n\,f\,N_n\sqrt{N_n}$$

Das erste von den negativen Gliedern gibt den Effektverlust, welcher beim Eintritt des Wassers durch seine relative Ceschwindigkeit gegen das Rad, und den Effektverlust, welcher beim Austritt durch die Geschwindigkeit des Rades und durch den Wasserstand im untern Kanal entsteht.

Das zweite negative Glied gibt den Effecktverlust, welcher beim Eintritt durch die Schaufeltheilung, durch die Füllung und durch die Form der Schaufeln entsteht. Die Höhe s des Schwerpunktes der Wassermenge muss aus der Zeichnung des Rades entnommen werden

Das dritte negative Glied bestimmt den Effektverlust durch das Entweichen des Wassers am Umfang des Rades.

Das vierte Glied den Verlust durch Luftwiderstand.

Das fünfte Glied den Verlust durch Wasserreibung.

Das sechste Glied den Verlust durch Zapfenreibung.

Für N_n ist in dem letzten Glied zu setzen $0{\cdot}5\ N_a$.

211.

Nutzeffekt des rückschlächtigen Zellenrades mit Coulissen-Einlauf und mit Radgerinne.

Man findet den Nutzeffekt dieses Rades durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = 1000\,Q\,H - 1000\,Q\left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}h - \frac{v\,(V\cos.\delta - v)}{g}\right]$$

$$- 1000\,Q\left[\frac{e}{2}\sin.\gamma + c\sin.(\gamma - \beta) - s\right]$$

$$- 464\,\varepsilon\sqrt{2\,g\,e}\;R\,\frac{Q}{a\,v}$$

$$- 0{\cdot}366\;b\;S\;v^3$$

$$- 0{\cdot}8\;n\;f\;N_n\sqrt{N_n}$$

Die negativen Glieder dieses Ausdruckes haben die gleiche Bedeutung, wie bei den vorhergehenden Rädern, nur fehlt in dem vorliegenden Fall das Glied, welches im vorhergehenden Falle den Einfluss des Luftwiderstandes ausdrückt.

212.

Nutzeffekt des oberschlächtigen Rades.

Zur Berechnng des Nutzeffektes eines oberschlächtigen Rades dient folgender Ausdruck:

$$E_n = 1000\,Q\,H - 1000\,Q\left[\frac{V^2}{2g} + h - \frac{v\,(V\cos.\delta - v)}{g}\right]$$

$$- 1000\,Q\,a\left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{Q}{a\,b\,v}\right)$$

$$- 1000\,Q\,R\left(0{\cdot}50 - 0{\cdot}07\,\frac{a\,b\,v}{Q}\right) - 0{\cdot}8\,n\,f\,N_n\sqrt{N_n}$$



SIEBENTER ABSCHNITT.

Turbinen.

Die Turbine von Jonval
mit zwei über einander liegenden Rädern.

Tafel XXXIV.

213.

Allgemeine Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen.

Fig. 1. B. Abwickelung des Schnittes am inneren Umfang des Rades. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser mit dem innern Halbmesser der beiden Räder übereinstimmt, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 1. A. Abwickelung des mittleren Schnittes; diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser R gleich ist dem arithmetischen Mittel $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Turbinenrades und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 2. Durchschnitt des Leitrades und des Turbinenrades mit einer durch die Axe derselben gelegten Ebene.

Für die Berechnungen der Hauptdimensionen dienen folgende Bezeichnungen:

H das Gefäll, gemessen vom Spiegel des Unterwassers bis zum Spiegel des Oberwassers;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirkt;



α Fig. 1 A. der mittlere Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Leitrades bilden;

β der mittlere Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Turbinenrades beginnen;

k der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 der Contractions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere . . . . . .
R_1 der äussere . . . . . .
$R = \frac{1}{2}(R_2 + R_1)$ der mittlere
} Halbmesser des Rades. Fig. 2;

i i_1 die Anzahl der Leitschaufeln und die Anzahl der Radschaufeln;

ε ε_1 Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln;

s s_1 Fig. 1 A mittlere normale Weite der Mündungen der Leit- und der Radkanäle;

v vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R;

n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute;

N_n Nutzeffekt in Pferdekräften à 75 Kilogramm-Meter, welchen die Turbine entwickeln soll.

Zur Berechnung aller Hauptdimensionen dienen nun folgende Regeln.

a) Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H} \text{ Kubikm.}$$

b) Die Winkel α und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich genommen werden; in den meisten Fällen darf man nehmen:

$$\alpha = 24^\circ$$
$$\beta = 66^\circ$$

c) Das untere Ende der Leitschaufeln soll zur Vermeidung von schädlichen Räumen geradlinig gemacht werden, und dann ist zu setzen:

$$k = 1$$

d) Aus dem Rade darf das Wasser mit schwacher Convergenz austreten, so dass man nehmen darf:

$$k_1 = 0{\cdot}9$$

e) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin.\beta}{\cos.\alpha \sin.(\alpha + \beta)}}$$

f) Verhältnisse zwischen den Halbmessern R R_1 R_2. In der Regel darf man nehmen:

$$R_2 = \frac{2}{3} R_1 \qquad R = \frac{5}{6} R_1$$

g) Anzahl der Leitschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i = 16$$

h) Anzahl der Radschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i_1 = 24$$

i) Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln. Man darf nehmen:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025\, R$$

Die Schaufeln sind von Blech zu machen, wenn R kleiner als $0{\cdot}4^m$ und von Gusseisen, wenn R grösser als $0{\cdot}4^m$.

k) Der äussere Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U k \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin.\alpha \left(1 - \frac{i}{2\pi \sin.\alpha} \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2\pi \sin.\beta} \frac{\varepsilon_1}{R}\right)}\right\}}$$

l) Wahre untere Weite der Leitkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen. Fig. 1 A.

$$s = R\left(\frac{2\pi \sin.\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right)$$

m) Wahre untere Weite der Radkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen:

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin.\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\frac{\sin.\alpha}{\sin.\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin.\beta}{\sin.(\alpha+\beta)}$$

n) Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R:

$$v = 0{\cdot}774\sqrt{g\,H\,\frac{\sin.(\alpha+\beta)}{\sin.\beta\,\cos.\alpha}}$$

o) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}548\frac{v}{R}$$

p) Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0{\cdot}5\,R$

q) Höhe des Leitrades . . . . $= 0{\cdot}6\,R$

r) Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Fbene des Turbinenrades . . . $= \frac{R}{40}$

s) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= R_1 + \frac{R}{40}$

t) Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylindermantel:

1. wenn die Ausströmung ringsum statt findet $= \frac{1}{2} R_1$

2. wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2\,R_1$ statt findet . . . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

u) Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4\,R_1$

214.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für gewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle nicht zu gross und die Wassermenge nicht zu klein, handelt es sich also um die Benutzung einer normalen Wasserkraft, so darf man für die innerhalb gewisser Grenzen willkürlichen Grössen $\alpha\,\beta\,k\,k_1\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\varepsilon}{R}\,\frac{\varepsilon_1}{R}\,i\,i_1$ diejenigen Werthe annehmen, welche in vorhergehender Nummer angegeben wurden, und dann

erhält man zur Berechnung aller Hauptabmessnngen folgende einfache Formeln:

Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken muss	$Q = 0 \cdot 107 \frac{N_n}{H}$
Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden	$\alpha = 24^\circ$
Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen	$\beta = 66^\circ$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades	$k = 1$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades	$k_1 = 0 \cdot 9$
Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . .	$U = 0 \cdot 707 \sqrt{2 g H}$
Verhältnisse zwischen d. Halbmessern $R\ R_1\ R_2$	$\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$, $\frac{R}{R_1} = \frac{5}{6}$
Anzahl der Leitschaufeln	$i = 16$
Anzahl der Radschaufeln	$i_1 = 24$
Metalldicke der Leit- und Radschaufeln	$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$
Der äussere Halbmesser des Turbinenrades	$R_1 = 1 \cdot 380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$
Innerer Halbmesser des Rades	$R_2 = \frac{2}{3} R_1$
Mittlerer Halbmesser des Rades	$R = \frac{5}{6} R_1$
Weite der Kanäle des Leitrades	$s = 0 \cdot 1372\ R$
Weite der Kanäle des Turbinenrades . .	$s_1 = 0 \cdot 0811\ R$
Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R	$v = 0 \cdot 600 \sqrt{2 g H}$
Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute	$n = 9 \cdot 548 \frac{v}{R}$
Höhe des Turbinenrades	$= 0 \cdot 5\ R$
Höhe des Leitrades	$= 0 \cdot 6\ R$
Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades . .	$= \frac{R}{40}$

Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= 1{\cdot}225\,R$

Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:

1) wenn die Ausströmung ringsum stattfindet . . . . $= \frac{1}{2} R_1$

2) wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ statt findet . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4 R_1$

215.

Verzeichnung der Schnitte. Fig. 1 und 2.

Für die Anfertigung der Räder ist es nothwendig, dass diese Schnitte im natürlichen Maasstab verzeichnet werden; die folgenden Bemerkungen werden hiezu behilflich sein.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 2 bedarf keiner Erklärung, denn es ist hiebei nur nothwendig, die berechneten Dimensionen, welche in diesem Schnitt erscheinen, aufzutragen.

Für die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1 A ist zu berücksichtigen: $\overline{cc} = \frac{2 R \pi}{i}$, $\overline{ff} = \frac{2 R \pi}{i_1}$, $\overline{ba} = 0{\cdot}80\,R$; $\overline{fg} = 0{\cdot}55\,R$, c o geradlinig o a krummlinig tangirend an o c, f h stetig krummlinig, oder ein Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich 0·9 R.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1 B geschieht wie folgt: Man berechne $\overline{c_1 c_1} = \overline{a_1 a_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i}$, $\overline{f_1 f_1} = \overline{h_1 h_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i_1}$ $\overline{a_1 b_1} = \overline{ab} \frac{R_2}{R}$, $\overline{f_1 g_1} = \overline{fg} \cdot \frac{R_2}{R}$. Theile a b, $a_1 b_1$, g f, $g_1 f_1$ in 4 gleiche Theile, ziehe durch die Theilungspunkte Vertikallinien, sodann durch die Punkte m n o p i k l q Horizontallinien, so schneiden diese in $m_1\, n_1\, o_1\, p_1\, i_1\, k_1\, l_1\, q_1$ ein, und man hat hiedurch einzelne Punkte der Linien $a_1 c_1$ und $f_1 h_1$.

216.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für ungewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle so gross und die Wassermenge so klein, dass nach den in Nr. 214 aufgestellten Regeln die Umdrehungsge-

schwindigkeit der Turbine bedenklich gross ausfällt, so muss man für α einen etwas kleineren (z. B. $\alpha = 15^0$) und für $\frac{R_2}{R_1}$ einen etwas grösseren Werth $\left(\text{z. B.} \frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}\right)$ in Rechnung bringen, und dann geben die in Nr. 213 aufgestellten Formeln folgende Regeln:

Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken muss	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$
Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden	$\alpha = 15^0$
Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen	$\beta = 66^0$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades .	$k = 1$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades	$k_1 = 0{\cdot}9$
Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . .	$U = 0{\cdot}692 \sqrt{2 g H}$
Verhältnisse zwischen den Halbmessern R R_1 R_2	$\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$, $\frac{R}{R_1} = \frac{6}{7}$
Anzahl der Leitschaufeln	$i = 16$
Anzahl der Radschaufeln	$i_1 = 24$
Metalldicke der Leit- und Radschaufeln	$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$
Der äussere Halbmesser des Turbinenrades	$R_1 = 1{\cdot}966 \sqrt{\frac{Q}{U}}$
Innerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R_2 = \frac{5}{7} R_1$
Mittlerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R = \frac{6}{7} R_1$
Weite der Kanäle des Leitrades	$s = 0{\cdot}077 R$
Weite der Kanäle des Turbinenrades . .	$s_1 = 0{\cdot}045 R$
Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R	$v = 0{\cdot}579 \sqrt{2 g H}$
Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	$n = 9{\cdot}548 \frac{v}{R}$

Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0{\cdot}5\,R$
Höhe des Leitrades . . . . $= 0{\cdot}6\,R$
Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades . . $= \frac{R}{40}$

217.

Parzial-Turbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, dass selbst die Annahmen $\alpha = 15^0$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig grosse Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so muss man sich zur Herstellung einer Parzial-Turbine entschliessen, obgleich in diesem Falle der Nutzeffekt minder günstig ausfällt als für eine Voll-Turbine.

Die Dimensionen einer solchen Parzial-Turbine können ebenfalls nach den für Voll-Turbinen geltenden Regeln berechnet werden, wenn man in den Formeln für Q eine Wassermenge in Rechnung bringt, die m mal so gross ist als diejenige, welche wirklich in jeder Sekunde auf die Turbine zu wirken hat; dabei ist m die Zahl, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an welchem Einströmung statt finden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

218.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes von Jonval'schen Turbinen.

Um den Nutzeffekt einer *Jonval*'schen Turbine, deren Abmessungen gegeben sind, zu berechnen, sind nebst den in Nr. 213 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser von dem Turbinenrad niederströmt:

ω Querschnitt der unteren Ausflussöffnung am Mantel;

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rad tritt, mit der unteren Ebene desselben bildet;

$\varkappa$ Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus ω;

$x = \frac{v^2}{2gH}$

Man berechne zuerst folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \left(2\,R\,\pi \sin.\alpha - i\,\varepsilon - i_1\,\varepsilon_1\,\frac{\sin.\alpha}{\sin.\beta}\right)(R_1 - R_2)$$

$$\Omega_2 = (2\,R\,\pi \sin.\beta - i_1\,\varepsilon_1)\,(R_1 - R_2)$$

$$\Omega_1 = i_1\,s_1\,(R_1 - R_2)$$

$$m = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos.\alpha + \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\cos.\beta$$

$$n = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sin.\alpha - \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\sin.\beta$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1\,k_1}{\omega\,x}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1\,k_1}{O}\right)^2 - 2\sin.\gamma\,\frac{\Omega_1\,k_1}{O}$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos.\alpha + \cos.\gamma\right)\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\cos.\beta}{M^2}$$

$$B = \frac{\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos.\alpha + \cos.\gamma}{M}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\right)^2 \cos.^2\beta}{M^2}$$

$$D = \frac{\left(\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\right)\cos.\beta}{M^2}$$

und dann findet man für jede Geschwindigkeit des Rades:

a) Das Verhältniss zwischen dem in Kilgm. ausgedrückten Nutzeffekt E_n und dem absoluten Effekt 1000 Q H der Wasserkraft für irgend einen Werth von x.

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,H} = -2\,A\,x + 2\,B\,\sqrt{x + C\,x^2}$$

b) Das Verhältniss zwischen der Ausflussgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$, welche dem Gefälle entspricht:

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\left(D\,\sqrt{x} + \frac{\sqrt{1 + C\,x}}{M}\right)$$

Man findet ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades und den vortheilhaftesten Effekt durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{\text{max. r}} = \frac{1}{2C}\left\{ - \quad 1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{\text{max. r}} = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right]$$

219.

Anordnung und Aufstellung der Jonval'schen Turbine.

Die zweckmässigste Anordnung und Aufstellung der Maschine richtet sich theils nach der Grösse des Gefälles, theils nach Lokalverhältnissen.

Direkte Aufstellung. Wenn das Gefäll nicht mehr als ungefähr 6^m beträgt, und grössthentheils durch den Untergraben gewonnen wird, fällt die Anordnung in der Regel am zweckmässigsten aus, wenn das Wasser in einem offenen Kanal zugeleitet und wenn das Rad in eine Tiefe von ungefähr 1·5^m bis 2^m unter den Spiegel des Oberwassers gelegt wird.

Umgekehrte Aufstellung. Wenn das Gefälle mehr als 6^m beträgt und grösstentheils durch den Obergraben erhalten wird, fällt die Anordnung meistens am zweckmässigsten aus, wenn man das Wasser durch eine Röhre bis unter den Spiegel des Unterwassers herableitet, die Röhre daselbst nach aufwärts biegt, und in das Ende derselben das Leitrad und Turbinenrad so einsetzt, dass letzeres über dem ersteren zu stehen kommt. Die obere Ebene des Turbinenrades soll 0·3 bis 0·6^m unter den Spiegel des Unterwassers zu liegen kommen.

Mittlere Aufstellung. Wenn bei einem grösseren Gefälle, das grösstentheils durch den Obergraben gewonnen wird, die Lokalverhältnisse und insbesondere die Einrichtung der Transmission es erfordern, dass die Turbine in einer Höhe von 2, 3, 4^m über den Spiegel des Unterwassers aufgestellt werde, so muss man die Turbine in einen Cylindermantel ganz einschliessen, das Betriebswasser durch ein Rohr, das in den Cylindermantel mündet, aus dem Zuflusskanal zuleiten, und durch ein zweites Rohr, das unter dem Turbinenrad die Fortsetzung des Cylindermantels bildet, unter den Spiegel des Unterwassers herableiten.

Die Turbine von Fourneyron

mit zwei in einander liegenden Rädern.

Taf. XXXIV, Fig. 3 und 4.

220.

Bezeichnung derjenigen Grössen, welche bei der Construktion einer neu zu erbauenden Turbine dieser Art in Betrachtung kommen.

H das Gefäll. Befindet sich das Rad unter dem Spiegel des Unterwassers, so ist H gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel im obern und untern Kanal. Befindet sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers, so ist H die Höhe des Wasserspiegels im oberen Kanal, über die mittlere Ebene des Rades;

Q die Wassermenge in Kubm., welche per 1″ auf das Rad wirken soll;

α_1 der Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützenmantels durchschneiden;

i Anzahl der Leitkurven;

$\alpha = \widehat{mkl}$ der Winkel, den die mittlere Richtung h k m, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet;

β Winkel, unter welchem die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades durchschneiden;

γ Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Turbinenrad austritt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;

k Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere, R_1 der äussere } Halbmesser des Rades;

i_1 Anzahl der Radkurven;

$s = \overline{fg}$ normale Weite der Kanäle des Leitrades;

$s_1 = \overline{wx}$ normale Weite der äusseren Mündungen der Radkanäle;

δ_1 Höhe des Rades, Fig 4, oder Vertikalabstand der beiden Radkronen;

v_2 vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades;
n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute;
N_n der in Pferdekräften à 75 Kilogm. ausgedrückte Nutzeffekt, welchen die Turbine entwickeln soll.

221.

Regeln zur Berechnung aller Hauptabmessungen einer zu erbauenden Fourneyron'schen Turbine.

Mit Berücksichtigung der in vorhergehender Nummer zusammengestellten Bezeichnungen hat man nun zur Berechnung aller Hauptdimensionen folgende Regeln:

Wassermenge in Kubikmeter, welche per 1″ auf das Rad wirken muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten . . $Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . . $R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q}$

Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

a) bei kleineren Turbinen . . . . . $\alpha_1 = 15^\circ$

b) bei grösseren Turbinen . . . . . $\alpha_1 = 24^\circ$

Krümmungshalbmesser für die Leitkurven . . $\overline{eg} = 0{\cdot}5\, R_2$

Metalldicke der Leitkurven . . . . $= \frac{R_2}{80}$

Metalldicke des Schützenmantels . . . . . $= \frac{R_2}{60}$

Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem inneren Umfang des Rades . . . . $= \frac{R_2}{160}$

Anzahl der Leitkurven . . . . $i = 24$ bis 30

Mit diesen Regeln kann der Horizontaldurchschnitt des Leitrades verzeichnet werden, und aus dieser Zeichnung findet man dann den Winkel α und die Weite s . . . . α und s

Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades durchschneiden $\beta = 60$ bis 90°

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfliesst:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin. \beta}{\cos. \alpha \sin. (\alpha + \beta)}}$$

Für den Fall, dass das Wasser in einer längeren Röhrenleitung, die Gefällverluste verursacht, zugeleitet würde, müsste man, um den in dieser Gleichung für H zu setzenden Werth zu erhalten, von dem wirklich vorhandenen Gefälle jene Gefällverluste abziehen.

Höhe des Turbinenrades . . . . $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$

wobei zu setzen ist: { wenn $\alpha_1 = 15^\circ$ . . . . $k = 0.80$
wenn $\alpha_2 = 24^\circ$ . . . $k = 0.90$

Verhältniss zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0.0045 \beta^\circ}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Anzahl der Radkurven . . . . $i_1 = 1.2 \, i \sin. \beta$

Metalldicke der Radkurven . . . . $= \frac{R_2}{50}$

Die Radkurven können aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	wenn $\beta =$	60°	90°
erster Krümmungshalbmesser	$\overline{pn} =$	$0.45 R_2$	$0.36 R_2$
zweiter Krümmungshalbmesser	$\overline{qt} =$	$0.59 R_2$	$0.50 R_2$

Winkel, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden sollen, nicht grösser als 10 bis 15°.

Aeussere Weite der Radkanäle:

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin. \beta}{\sin. (\alpha + \beta)}$$

$$k_1 = 0.9$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfang des Rades

$$v_2 = 0.707 \sqrt{g H \frac{\sin. (\alpha + \beta)}{\sin. \beta \cos. \alpha}}$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute:

$$n = 9 \cdot 548 \cdot \frac{v_2}{R_2}$$

222.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes der Turbinen nach Fourneyron.

Zur Berechnung des Nutzeffektes, welchen eine *Fourneyron*'sche Turbine von gegebenen Abmessungen, bei verschiedenen Schützenöffnungen und verschiedenen Geschwindigkeiten, entwickelt, ist es zweckmässig, nebst den in Nr. 220 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende zu gebrauchen:

Ω die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenrad, bei einer gewissen Stellung des Schützens;

Ω_2 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am innern Umfang des Rades;

Ω_1 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades;

v_1 die Geschwindigkeit eines Punktes am äusseren Umfang des Rades;

$\frac{v_1^2}{2gh} = x$ das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeitshöhe, welche der äusseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht und dem Gefälle H.

Man berechne nun die Werthe von m n A B C D vermittelst folgender Ausdrücke:

$$n = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin.\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin.\beta$$

$$m = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\alpha + \cos.\gamma\right) \frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos.\beta}{1 + m^2 + n^2}$$

$$B = \frac{\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos.\alpha + \cos.\gamma}{\sqrt{1 + m^2 + n^2}}$$

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos.\beta\right)^2}{1+m^2+n^2}$$

$$D = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\frac{R_2}{R_1}\cos.\beta}{1+m^2+n^2}$$

und dann findet man für irgend einen Werth von x:

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,H} = -2\,A\,x + 2\,B\,\sqrt{x + C\,x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left(D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1+C\,x}{1+m^2+n^2}}\right)$$

Man findet ferner den Werth von x, für welchen der Nutzeffekt ein Maximum wird, so wie auch den entsprechenden grössten Werth von E_n durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{max.\,r} = \frac{1}{2C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{max.\,r} = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right]$$

Die schottische Turbine.

Taf. XXXV.

223.

Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen derselben.

Diese Turbine könnte zwar füglich ganz mit Stillschweigen übergangen werden, denn sie ist, im Vergleich mit den übrigen Anordnungen, von keinem praktischen Werth. Der Nutzeffekt, welchen sie entwickelt, ist gering, und die Construktion derselben ist keineswegs so einfach, als man früher gemeint hat. Der Vollständigkeit wegen mögen aber dennoch die wenigen zur Berechnung der Hauptdimensionen nothwendigen Regeln, so wie auch einige Bemerkungen über die Verzeichnung des Rades folgen.

Wassermenge, welche per 1″ zugeleitet wird, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten $Q = 0{\cdot}15 \frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Rades . . $R_2 = 0{\cdot}4 \sqrt{Q}$

Aeusserer Halbmesser des Rades . $R_1 = 3 R_2$ bis $5 R_2$

Summe der Querschnitte der Ausflussöffnungen am äusseren Umfang des Rades . . . . . . $\Omega_1 = \frac{1{\cdot}65\, Q}{\sqrt{2 g H} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Höhe der Radkanäle . . . . $\delta_1 = \frac{1}{2} R_2$

Aeussere Weite der Radkanäle { für 2armige Turbinen . . . . $s_1 = \frac{1}{2} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$

für 3armige Turbinen . . . . $s_1 = \frac{1}{3} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute . . . . $n = \frac{7{\cdot}3}{R_2} \frac{\sqrt{2 g H}}{\sqrt{2\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Zur Verzeichnung der Radkanäle dienen die Figuren 1 und 2, Taf. XXXV, und die folgenden Bemerkungen.

Fig. 1 zweiarmige Turbine. o m z zwei Drittheile einer Umwindung einer gewöhnlichen Spirale. Winkel y o z = 240°.

Bogen y t z in 16 gleiche Theile getheilt. Radius o z ebenfalls in 16 gleiche Theile getheilt. $\overline{cz} = \overline{zd} = \frac{1}{2} s_1$. Die Weite m q r, welche irgend einem, z. B. dem zehnten, Theilungspunkt t entspricht, wird erhalten, wenn man die Ordinate n p, welche dem zehnten Theilungspunkt auf o n z entspricht, von m aus nach m r und m q normal auf die Spirale aufträgt.

Fig. 2 dreiarmige Turbine. o m z eine halbe Umwindung einer gewöhnlichen Spirale. $\overline{cz} = \overline{zd} = \frac{1}{2} s_1$. a b Seite des Dreiecks, welches dem Kreis vom Halbmesser R_2 eingeschrieben werden kann. Weite q r, welche irgend einem, z. B. dem achten, Theilungspunkt entspricht, gleich $2\,\overline{np}$ am achten Theilungspunkt auf o z.

224.

Zuleitungsröhren für Turbinen jeder Art.

Wenn grössere Gefälle benutzt werden sollen, wird das Wasser jederzeit in Röhren der Maschine zugeleitet. Die Gefällverluste, welche durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden, und durch unregelmässige Bewegung entstehen, fallen in der Regel hinreichend klein aus, wenn die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre nicht mehr als 1^m beträgt. Für diese Geschwindigkeit ist der Durchmesser d der Röhre:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi}}$$

ACHTER ABSCHNITT.

Die Wärme und deren Benutzung.

225.

Reduktion der Thermometergrade nach den verschiedenen Scalen.

Nennt man die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach der Scale von Reaumur R, nach jener von Celsius C, und nach der von Fahrenheit F, so hat man:

$$F = 32 + \frac{9}{5}\, C = 32 + \frac{9}{4}\, R$$

$$C = \frac{5}{9}\,(F - 32) = \frac{5}{4}\, R$$

$$R = \frac{4}{9}\,(F - 32) = \frac{4}{5}\, C$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von C, R und F, welche verschiedenen Temperaturen entsprechen.



C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
100	80	212	75	60	167	50	40	122	25	20	77
99	79·2	210·2	74	59·2	165·2	49	39·2	120·2	24	19·2	75·2
98	78·4	208·4	73	58·4	163·4	48	38·4	118·4	23	18·4	73·4
97	77·6	206·6	72	57·6	161·6	47	37·6	116·6	22	17·6	71·6
96	76·8	204·8	71	56·8	159·8	46	36·8	114·8	21	16·8	69·8
95	76	203	70	56	158	45	36	113	20	16	68
94	75·2	201·2	69	55·2	156·2	44	35·2	111·2	19	15·2	66·2
93	74·4	199·4	68	54·4	154·4	43	34·4	109·4	18	14·4	64·4
92	73·6	197·6	67	53·6	152·6	42	33·6	107·6	17	13·6	62·6
91	72·8	195·8	66	52·8	150·8	41	32·8	105·8	16	12·8	60·8
90	72	194	65	52	149	40	32	104	15	12	59
89	71·2	192·2	64	51·2	147·2	39	31·2	102·2	14	11·2	57·2
88	70·4	190·4	63	50·4	145·4	38	30·4	100·4	13	10·4	55·4
87	69·6	188·6	62	49·6	143·6	37	29·6	98·6	12	9·6	53·6
86	68·8	186·8	61	48·8	141·8	36	28·8	96·8	11	8·8	51·8
85	68	185	60	48	140	35	28	95	10	8	50
84	67·2	183·2	59	47·2	138·2	34	27·2	93·2	9	7·2	48·2
83	66·4	181·4	58	46·4	136·4	33	26·4	91·4	8	6·4	46·4
82	65·6	179·6	57	45·6	134·6	32	25·6	89·6	7	5·6	44·6
81	64·8	177·8	56	44·8	132·8	31	24·8	87·8	6	4·8	42·8
80	64	176	55	44	131	30	24	86	5	4	41
79	63·2	174·2	54	43·2	129·2	29	23·2	84·2	4	3·2	39·2
78	62·4	172·4	53	42·4	127·4	28	22·4	82·4	3	2·4	37·4
77	61·6	170·6	52	41·6	125·6	27	21·6	80·6	2	1·6	35·6
76	60·8	168·8	51	40·8	123·8	26	20·8	78·8	1	0·8	33·8

Alle Temperaturen werden in der Folge nach der Scale von Celsius angegeben.

226.

Ausdehnung fester Körper durch die Wärme.

Die Ausdehnung der Körper ist der Temperaturänderung proportional, so lange die Temperatur derjenigen nicht zu nahe kommt, bei welcher eine Aenderung des Aggregatzustandes eintritt.

Nennt man:

L, F, K die Länge eines Stabes, den Flächeninhalt einer Platte und den Kubikinhalt eines Körpers bei 0° Temperatur;

α die Längenausdehnung, welche ein Stab von 1^{m} Länge bei einer Temperaturänderung von 1° erleidet;

so ist:

die Länge des Stabes	bei t° Temperatur	$L(1+\alpha t)$
der Flächeninhalt der Platte	bei t° "	$F(1+2\alpha t)$
der Kubikinhalt des Körpers	bei t° "	$K(1+3\alpha t)$

Die Ausdehnungscoeffizienten für verschiedene Substanzen sind in folgender Tabelle enthalten, und zwar für eine Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.

Benennung der Substanzen.	Ausdehnung bei einer Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.	
Blei	0·00287	$\frac{1}{348}$
Bronze	0·001816	$\frac{1}{550}$
Schmiedeisen. . . .	0·001115	$\frac{1}{896}$
Gusseisen	0·001109	$\frac{1}{901}$
Eisendraht.	0·001140	$\frac{1}{877}$
Glasröhren	0·000917	$\frac{1}{1089}$
Gold	0·001475	$\frac{1}{671}$
Kupfer, geschlagen .	0·001784	$\frac{1}{561}$
Messing, gegossen . .	0·001866	$\frac{1}{535}$
Silber	0·001988	$\frac{1}{503}$
Stahl, gehärtet . . .	0·001375	$\frac{1}{727}$
Stahl, ungehärtet . .	0·001079	$\frac{1}{926}$
Zink, gegossen . . .	0·003051	$\frac{1}{328}$
Zinn, feines	0·002233	$\frac{1}{438}$
Wasser	0·04775	$\frac{1}{20{\cdot}92}$

227.

Ausdehnung der Gase durch Wärme nach Regnault.

Der Ausdehnungscoeffizient für Gase ist das Verhältniss zwischen der durch eine Temperaturerhöhung um 1 Grad entstehenden Volumenänderung zum ganzen Gasvolumen vor seiner Erwärmung.

Die folgende Tabelle enthält die Werthe der von *Regnault* aufgefundenen Ausdehnungscoeffizienten mehrerer Gase.

Benennung des Gases.	Ausdehnungscoeffizient.
Atmosphärische Luft . .	0·003670
Wasserstoffgas	0·003661
Stickstoff	0·003670
Kohlenoxydgas	0·003669
Kohlensäure	0·003710

228.

Schwindmaas,

d. h. die lineare Zusammenziehung der Metalle bei dem Uebergange aus dem flüssigen Zustande in den festen.

Gusseisen	$\frac{1}{98}$	bis $\frac{1}{95}$	im Mittel	$\frac{1}{96}$
Messing	$\frac{1}{79}$	„ $\frac{1}{49}$	„ „	$\frac{1}{65}$
Glockenmetall (100 Kupfer, 18 Zinn) . .	$\frac{1}{79}$	„ $\frac{1}{49}$	„ „	$\frac{1}{65}$
Kanonenmetall (100 Kupfer, 12½ Zinn) .	$\frac{1}{139}$	„ $\frac{1}{130}$	„ „	$\frac{1}{134}$
Zink	$\frac{1}{65}$	„ $\frac{1}{57}$	„ „	$\frac{1}{62}$
Blei	$\frac{1}{104}$	„ $\frac{1}{86}$	„ „	$\frac{1}{92}$
Zinn, ohne Bleizusatz	$\frac{1}{137}$	„ $\frac{1}{120}$	„ „	$\frac{1}{128}$

229.

Schmelzpunkt verschiedener Substanzen.

Substanz.	Grad Celsius	Substanz.	Grad Celsius
Gehämmertes englisches Eisen	1600	Legirung:	
Weiches französ. Eisen	1500	3 Zinn 1 Wismuth	200
Strengflüssigster Stahl	1400	2 „ 1 „	167·7
Leichtflüssigster Stahl	1300	3 „ 1 „	167·7
Graues Gusseisen, zweite Schmelzung	1200	1 „ 1 „	141·2
Leichtflüssiges, weisses Gusseisen	1050	1 Blei 4 Zinn 5 Wismuth	118·9
Gold	1250	2 „ 3 „ 5 „	100
Silber	1000	5 „ 3 „ 4 „	94
Bronze	900	Natrium	90
Antimonium	432	Kalium	58
Zink	360	Phosphor	43
Blei	334	Stearinsäure	70
Wismuth	250	Weisses Wachs	68
Zinn	230	Gelbes Wachs	61
Legirung:		Stearin	43—49
5 Th. Zinn 1 Th. Blei	194	Wallrath	49
4 „ „ 1 „ „	189	Essigsäure	45
3 „ „ 1 „ „	186	Seife	33·33
2 „ „ 1 „ „	196	Eis	0·0
1 „ „ 1 „ „	241	Terpentinöl	—10
1 „ „ 3 „ „	289	Quecksilber	—39

230.

Wärmeeinheit.

Zur Messung der mannigfaltigen Wirkungen, welche die Wärme hervorbringt, ist man übereingekommen, diejenige Thätigkeit als Einheit anzunehmen, welche erforderlich ist, um die Temperatur von einem Kilg. Wasser um 1° des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

231.

Spezifische Wärme der Substanzen.

Man nennt spezifische Wärme einer Substanz die Wärmemenge (Anzahl der Wärmeeinheiten), welche nothwendig ist, um die Temperatur von 1 Klg. der Substanz um einen Grad des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

Die folgende Tabelle gibt die specifische Wärme verschiedener Substanzen.

Spezifische Wärme einiger Substanzen.

Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme.	Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme.
Antimonium	0·047	Atmosphärische Luft	0·2370
Blei	0·029	Wasserstoffgas	3·4046
Eisen	0·110	Kohlensaures Gas	0·2164
Gold	0·029	Sauerstoffgas	0·2182
Holz, Eichen	0·570	Stickstoffgas	0·2440
Kupfer	0·095	Stickstoffoxydgas.	0·2315
Quecksilber.	0·033	Oelbildendes Gas	0·4207
Stahl	0·107	Kohlenoxydgas	0·2479
Silber.	0·056	Wasserdampf	0·4750
Wismuth	0·029	Alcoholdampf	0·4513
Wasser	1·000	Aetherdampf	0·4810
Zinn	0·051		
Zink	0·093		

232.

Wärmeausstrahlungs-, Absorptions-, Zurückwerfungsvermögen verschiedener Körper.

Wärmestrahlungsvermögen.

Lampenruss	100	Chinesischer Tusch	85
Wasser	100	Quecksilber	20
Bleiweis.	100	Glänzendes Blei	19
Schreibpapier	98	Polirtes Eisen	15
Glas	90	Zinn, Silber, Kupfer, Gold	12

Wärmezurückwerfungsvermögen.

Messing und Bronze	100	Blei	60
Silber	90	Glas	10
Stahl	70	Geöltes Papier	5

Wärmeabsorptionsvermögen.

Lampenruss	100
Tusch	96
Kupferfläche	14

233.

Wärmeleitungsvermögen starrer Körper.

Gold	1000	Zinn	304
Platin	981	Blei	179
Silber	973	Marmor	23·6
Kupfer	898	Porzelan	12·2
Eisen	374	Ziegelsteine	11·4
Zink	363		

234.

Chemische Zusammensetzung verschiedener Stoffe.

Benennung des Stoffes.	1 Kilogr. der Verbindung besteht aus: Kilogr.
Atmosphärische Luft	0·21 O 0·79 N
Wasser	0·88 O 0·11 H
Kohlenoxydgas	0·57 O 0·43 C
Kohlensäure	0·72 O 0·28 C
Kohlenwasserstoffgas	0·75 C 0·25 H
Oelbildendes Gas	0·86 C 0·14 H
Ammoniak	0·83 N 0·17 H
Schwefelwasserstoffgas	0·94 S 0·06 H
Aether	0·22 O 0·65 C 0·13 H
Alkohol	0·35 O 0·52 C 0·13 H
Terpentinöl	0·88 C 0·12 H



Dabei bedeutet:

O Sauerstoff
H Wasserstoff
N Stickstoff
C Kohlenstoff
S Schwefel

235.

Heizkraft der Brennstoffe.

Die Heizkraft eines Brennstoffes ist die Wärmemenge, welche beim vollkommenen Verbrennen von einem Kilogramm des Stoffes in atmosphärischer Luft entwickelt wird.

Nennt man: $\mathfrak{K}\ \mathfrak{H}\ \mathfrak{O}$ die Mengen in Kilg. von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. eines Brennstoffes enthalten sind, und W die Heizkraft dieses Brennstoffs;

so ist allgemein:

$$W = 7050\,\mathfrak{K} + 22125\,\mathfrak{H} - 2766\,\mathfrak{O}$$

Die folgende Tabelle gibt die Heizkraft verschiedener Brennstoffe.

Benennung des Brennstoffs.	Heizkraft	Bemerkungen.
Trockene Holzkohle	7050	für jede Holzart.
Gewöhnliche Holzkohle . . .	6000	0·2 Wasser enthalt.
Reine Coaks	7050	
Steinkohlen erster Qualität. .	7050	0·02 Asche enthalt.
„ zweiter „ . .	6345	0·10 „ „
„ dritter „ . .	5932	0·20 „ „
Vollkommen trockenes Holz .	3666	für jede Holzart.
Lufttrockenes Holz	2945	0·2 Wasser enthalt.
Torf erster Qualität	3000	
Ordinärer Torf.	1500	

236.

Luftmenge, welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilgm. Brennstoff nothwendig ist.

Nennt man wiederum: $\mathfrak{K}\ \mathfrak{H}\ \mathfrak{O}$ die Mengen in Kilg. Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. Brennstoff ent-

halten sind, und L die Luftmenge in Kilg., welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilg. des Brennstoffes erforderlich ist, so hat man:

$$L = 12 \cdot 645 \mathfrak{K} + 38 \cdot 24 \mathfrak{H} - 4 \cdot 78 \mathfrak{O}$$

Für vollkommen trockenes Holz ist	L = 6·5	Kilg.
„ lufttrockenes Holz ist	L = 5·4	„
„ Holzkohlen ist	L = 12·6	„
„ Steinkohlen ist	L = 11·1	„
„ Coaks ist	L = 12·6	„

237.

Luftmenge, welche bei gewöhnlichen Kesselfeuerungen zum Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff consumirt wird.

Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen ist der Erfahrung zufolge die Luftmenge, welche das Verbrennen unterhält, zweimal so gross als die obigen kleinsten Quantitäten, welche das vollkommene Verbrennen zu bewirken vermögen. Für gewöhnliche Kesselfeuerungen ist daher zu rechnen:

Für	1 Kilg.	vollkommen trockenes Holz	L = 13·0	Kilg.
„	1 „	lufttrockenes Holz	L = 10·8	„
„	1 „	Holzkohlen und Coaks . .	L = 25·3	„
„	1 „	Steinkohlen	L = 22·3	„

Der Wasserdampf.

238.

Zusammenhang zwischen Temperatur, Spannkraft und Dichte bei Dämpfen, welche nur so viel Wärme enthalten, als zu ihrem Bestehen erforderlich ist.

Nennt man für solchen Dampf:

p die Spannkraft, d. h. den Druck in Kilg. auf einen Quadratmeter;
t die Temperatur;
Δ die Dichte, d. h. das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf;

	Für Dämpfe von 1 bis 2 Atm. Spannkraft:	Für Dämpfe von 2 bis 5 Atm. Spannkraft:
$\alpha =$	0·06295	0·1427
$\beta =$	0·000051	0·0000473
$\frac{\alpha}{\beta} =$	1234	3017

so lassen sich die Beziehungen zwischen p, t, Δ annähernd auf folgende Weise ausdrücken:

$$p = 10330\,(0{\cdot}2847 + 0{\cdot}0071531\, t)^5$$

$$\Delta = \alpha + \beta\, p$$

Die folgende Tabelle enthält die zusammengehörigen Werthe von t, p und Δ.

Temperatur, Spannkraft und Dichte der Wasserdämpfe.

Spannkraft des Dampfes in Atmosphären.	Quecksilbersäule von 0° Temp., welche die Spannkraft misst.	t Temperatur, 100theiliges Quecksilber-Thermometer.	p Druck auf 1 Quadratmeter.	$\Delta = \alpha + \beta p$ Gewicht eines Kubikmeters Dampf.	Volumen von 1 Kilogr. Dampf.
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.
0·116	8·87	50°	1205	0·0797	12·547
0·149	11·37	55	1544	0·1005	9·951
0·191	14·47	60	1965	0·1260	7·936
0·240	18·27	65	2482	0·1568	6·377
0·301	22·90	70	3112	0·1932	5·176
0·373	28·31	75	3963	0·2433	4·110
0·463	35·21	80	4783	0·2892	3·458
0·568	43·17	85	5865	0·3497	2·859
0·691	52·53	90	7136	0·4196	2·383
0·835	63·43	95	8617	0·4998	2·001
1·00	76·00	100	10330	0·5913	1·691
1·50	114	112·2	15490	0·8583	1·165
2·00	152	121·4	20660	1·1177	0·895
2·50	190	128·8	25820	1·3711	0·720
3·00	228	135·1	30990	1·6200	0·617
3·50	266	140·6	36150	1·8647	0·536
4·00	304	145·4	41320	2·1072	0·474
4·50	342	149·06	46480	2·3495	0·426
5·00	380	153·08	51650	2·5860	0·386
5·50	418	156·80	56810	2·8196	0·355
6·00	456	160·20	61980	3·0520	0·328
6·50	494	163·48	67140	3·2810	0·305
7·00	532	166·50	72310	3·5106	0·285
7·50	570	169·37	77470	3·7353	0·268
8·00	608	172·10	82640	3·9784	0·251
9·00	684	177·10	92970	4·4057	0·227
10·00	760	181·60	103350	4·8477	0·206
11·00	836	186·03	113630	5·2807	0·189
12·00	912	190·00	123960	5·7100	0·175
13·00	988	193·70	134290	6·1367	0·163
14·00	1064	197·19	144620	6·5595	0·152
15·00	1140	200·48	154950	6·9790	0·143
16·00	1216	203·60	165280	7·3957	0·135
17·00	1292	206·57	175610	7·8087	0·128
18·00	1368	209·40	185940	8·2196	0·122
19·00	1444	212·10	196270	8·6284	0·116
20·00	1520	214·70	206600	9·0336	0·111
Atmosph.	Centm.	Grad.	Kilg.	Kilg.	Kubikm.

239.

Wärmemenge zur Verwandlung von 1 Kilg. Wasser in Dampf.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von 0° Temperatur in Dampf, wenn eine Temperatur t° zu verwandeln ist:

a) Nach *Watt*, *Pambour*, *Parkes*, unabhängig von der Spannkraft und Temperatur des aus dem Wasser entstandenen Dampfes und beträgt 650 Wärmeeinheiten.

b) Nach Versuchen von *Clement* gleich

$$550 + t$$

c) Nach sehr genauen Versuchen von *Regnault*

$$606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\, t$$

Für technische Zwecke ist die einfachere *Watt*'sche Regel hinreichend genau.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von T° Temperatur auf $T + 1$ Grad zu bringen, ist nach *Regnault*'s Versuchen

$$1 + 0{\cdot}00004\, T + 0{\cdot}0000009\, T^2$$

nimmt also mit der Temperatur nur äusserst wenig zu, und kann desshalb für technische Rechnungen constant und gleich einer Wärmeeinheit genommen werden.

Unter dieser Voraussetzung, und wenn man die obige *Watt*'sche Regel gelten lässt, sind zur Bildung von einem Kilg. Dampf von irgend einer Temperatur aus Wasser von T° Temperatur

$$650 - T$$

Wärmeeinheiten nothwendig.

240.

Verdichtung oder Condensation des Dampfes.

Um 1 Kilg. Dampf, welcher sich in einem geschlossenen Gefäss befindet, durch Einspritzen von Wasser, das eine Temperatur t hat, so weit zu condensiren, dass die Temperatur des Gemenges T Grad wird, braucht man annähernd

$$\frac{650 - T}{T - t} \text{ Kilg. Wasser}$$

241.

Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäss.

Nennt man:

P den Druck des Dampfes im Gefäss auf 1 Quadratmeter;
p die Spannung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem der Dampf entweicht; gemessen durch den Druck per 1 Quadratmeter;
$\left.\begin{matrix}\alpha + \beta P \\ \alpha + \beta p\end{matrix}\right\}$ Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Spannkraft P und p ist;
(Die Werthe von α und β sind in Nr. 238 angegeben).
Ω den Querschnitt der Ausströmungsöffnung in Quadratmeter;
k den Contraktions-Coeffizienten für die Ausströmungsöffnung;
Q die Quantität Dampf in Kilogrammen, welche per 1'' ausströmt;
U die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf entweicht;

so ist:

$$U = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \text{ log. nat. } \frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}}$$

$$Q = k\,\Omega\,(\alpha + \beta p)\,U$$

Die folgende Tabelle erhält für verschiedene Werthe von $\frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}$ die entsprechenden Werthe von U.

$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter.	$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter.
1·1	135	3	460
1·2	187	4	516
1·3	225	5	556
1·4	254	6	587
1·5	279	7	612
1·6	300	8	640
1·7	319	9	650
1·8	336	10	666
1·9	351	11	679
2·0	365	12	691

242.

Kamine. Taf. XXXVI.

Die Dimensionen der Kamine können mit einer für die Praxis genügenden Genauigkeit durch folgende Regeln bestimmt werden.

Nennt man:

$\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilogrammen, welche per 1 Stunde auf einem Feuerherd verbrannt wird;
$\mathfrak{H}$ die Holzmenge in Kilogrammen, welche stündlich auf einem Herd verbrannt wird;
$\mathfrak{L}$ die Luftmenge in Kilogr., welche stündlich durch das Kamin aufsteigt;
N für Dampfmaschinen - Kesselheizungen, die Pferdekraft der Maschine oder des Kessels;
H die Höhe des Kamins
Ω den untern Querschnitt des Kamins
d die untere, d_1 die obere } Weite des Kamins
e die untere, e_1 die obere } Mauerdicke des Kamins
} in Metern;

so hat man zur Bestimmung einer der 4 Grössen N, $\mathfrak{S}$, $\mathfrak{H}$, $\mathfrak{L}$, wenn die drei andern bekannt sind, folgende Beziehungen:

$$N = \frac{\mathfrak{S}}{6} = \frac{\mathfrak{H}}{12} = \frac{\mathfrak{L}}{132}$$

$$\mathfrak{S} = 6\,N = \frac{\mathfrak{H}}{2} = \frac{\mathfrak{L}}{22}$$

$$\mathfrak{H} = 12\,N = 2\,\mathfrak{S} = \frac{\mathfrak{L}}{11}$$

$$\mathfrak{L} = 132\,N = 11\,\mathfrak{H} = 22\,\mathfrak{S}$$

Sodann findet man die Hauptdimensionen eines Kamins, dessen Höhe durch Lokal- oder andere Verhältnisse bekannt ist, durch folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \frac{N}{14\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{S}}{84\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{H}}{168\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{L}}{1848\sqrt{H}}$$

$$d_1 = d - 0{\cdot}013\,H$$

$$e_1 = 0{\cdot}18^m$$

$$e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\,H$$

Für freistehende Kamine ist es zweckmässig, die Höhe 25 Mal so gross zu machen, als den unteren Durchmesser. Die Dimensionen dieser Kamine in Metern sind:

$$H = 5{\cdot}03\,(N)^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}45\,(\mathfrak{S})^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}90\,(\mathfrak{H})^{\frac{2}{5}} = 0{\cdot}65\,(\mathfrak{L})^{\frac{2}{5}}$$

$$d = \frac{H}{25}$$

$$d_1 = d - 0{\cdot}013\,H$$

$$e_1 = 0{\cdot}18$$

$$e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\,H$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

Abmessungen freistehender Kamine.

H Höhe des Kamins.	d untere Weite im Licht.	d_1 obere Weite im Licht.	e^1 obere Mauer-dicke.	e untere Mauer-dicke.	N Pferde-kraft.	𝔖 Stein-kohlen per 1 Stunde.	𝔥 Holz per 1 Stunde.
12	0·48	0·32	0·18	0·36	8·8	52·8	105
13	0·52	0·35	0·18	0·38	10·7	64·2	128
14	0·56	0·38	0·18	0·40	12·9	77·4	154
15	0·60	0·41	0·18	0·42	15·3	91·8	183
16	0·64	0·43	0·18	0·43	18·0	108	216
17	0·68	0·46	0·18	0·45	21·0	126	252
18	0·72	0·49	0·18	0·46	24·0	145	290
19	0·76	0·51	0·18	0·48	27·7	166	332
20	0·80	0·54	0·18	0·49	31·5	189	378
21	0·84	0·57	0·18	0·51	35·6	214	428
22	0·88	0·59	0·18	0·52	40·0	240	480
23	0·92	0·62	0·18	0·54	44·7	268	536
24	0·96	0·65	0·18	0·55	49·6	298	596
25	1·00	0·68	0·18	0·57	55·0	330	660
26	1·04	0·70	0·18	0·58	60·7	364	728
27	1·08	0·72	0·18	0·60	66·8	400	800
28	1·12	0·75	0·18	0·61	73·1	439	878
29	1·16	0·78	0·18	0·63	80·2	481	962
30	1·20	0·81	0·18	0·64	86·9	521	1042
31	1·24	0·84	0·18	0·66	94·2	565	1130
32	1·28	0·86	0·18	0·67	100	600	1200
33	1·32	0·89	0·18	0·69	109	654	1308

Die Abmessungen der Fundamente können nach folgenden Regeln bestimmt werden.

Fig. 10, Tafel XXXVI. g h i k Betonmasse. a b c f Quadermasse.

Höhe des ganzen Fundamentes mit Einschluss der Betonmasse 3·5 d.

Neigungswinkel des Fundamentkörpers 60°.

Breite der Quadermasse 5 d.

Höhe der Quadersteine ungefähr gleich e.

Dampfkessel.

243.

Das Güteverhältniss und die Heizfläche eines Dampfkessels.

Das Güteverhältniss einer Dampfkesselheizung ist das Verhältniss aus der in den Kessel eindringenden, und der im Brennstoff enthaltenen Wärmemenge.

Nennt man:

B die Brennstoffmenge in Kilg. welche in jeder Sekunde auf dem Rost verbrannt wird;

$\mathfrak{H}$ die Heizkraft von 1 Kilg. Brennstoff;

L die Luftmenge in Kilg., welche die Verbrennung von B Kilg. Brennstoff bewirkt;

$s = 0{\cdot}237$. Die Wärmekapacität der atmosphärischen Luft;

$k = \frac{1}{158}$ die Wärmemenge, welche in jeder Sekunde durch einen Quaderatmeter der Heizfläche eindringen würde, wenn die Temperatur der Verbrennungsgase nur um einen Grad höher wäre als jene des Wassers im Kessel;

F die Heizfläche des Kessels, d. h. derjenige Theil der Oberfläche des Kessels, welcher einerseits mit der Flamme und mit den Verbrennungsgasen, anderseits mit dem im Kessel befindlichen Wasser in Berührung steht;

w_0 die Temperatur des Wassers, mit welchem der Kessel gespeist wird;

w die Temperatur des Wassers im Kessel;

u_0 die Temperatur der in den Feuerherd einströmenden atmosphärischen Luft;

$e = 2{\cdot}718$ die Basis der natürlichen Logarithmen;

$\mathfrak{p}$ das oben erklärte Güteverhältniss der Kesselheizung;

S die Dampfmenge in Kilg., welche durch die B Kilg. Brennstoff in jeder Sekunde gebildet wird;

so hat man folgende Beziehungen:

$$\mathfrak{p} = \left[1 - \frac{s\,L}{B\,\mathfrak{H}}\,(w - u_0)\right]\left(1 - e^{-\frac{k}{s}\frac{F}{L}}\right) \qquad 13.$$

$$\frac{F}{S} = \frac{L}{B} \frac{s}{k} \frac{650 - w_0}{\mathfrak{H}} \frac{1}{p} \text{ lognat.} \left\{ \frac{1 - (w - u_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{L}{B}}{1 - p - (w - u_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{L}{B}} \right\}$$

$$\frac{S}{B} = \frac{p \mathfrak{H}}{650 - w_0}$$

$$\frac{F}{B} = \frac{L}{B} \frac{s}{k} \text{ lognat.} \left\{ \frac{1 - (w - u_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{L}{B}}{1 - p - (w - u_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{L}{B}} \right\}$$

Für Dampfkesselheizungen mit Steinkohlen darf man setzen:

$$\frac{L}{B} = 22 \qquad \mathfrak{H} = 7000 \qquad w - u_0 = 100 \qquad w_0 = 50^\circ$$

$$s = 0{\cdot}237 \qquad k = \frac{1}{158}$$

und dann findet man:

$$p = 0{\cdot}919 \left(1 - e^{-\frac{F}{900\,B}}\right)$$

$$\frac{F}{S} = \frac{77}{p} \text{ lognat.} \left(\frac{0{\cdot}919}{0{\cdot}919 - p}\right)$$

$$\frac{S}{B} = 11\, p$$

$$\frac{F}{B} = 847 \text{ lognat.} \left(\frac{0{\cdot}919}{0{\cdot}919 - p}\right)$$

Vermittelst dieser Formeln findet man:

für p =	0·20	0·30	0·40	0·50	0·60	0·70	0·80
$\frac{S}{B}$ =	2·2	3·3	4·4	5·5	6·6	7·7	8·8
$\frac{F}{S}$ =	83	100	109	120	135	157	196
$\frac{F}{B}$ =	183	330	480	660	891	1201	1724

244.

Gewöhnliche empirische Regeln zur Bestimmung der Heizfläche.

Gewöhnlich wird die Heizfläche der Dampfkessel durch folgende Zahlenverhältnisse bestimmt.

Man rechnet für jede Pferdekraft einer Landmaschine 1·5 Quadratmeter, für jede Pferdekraft einer Schiffsmaschine 1 Quadratmeter Heizfläche.

1 Quadratmeter Heizfläche liefert:

in 1 Sekunde	0·0067 Kilg. Dampf
in 1 Minute	0·4 „ „
in 1 Stunde	24 „ „

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Sekunde sind erforderlich 150 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Minute sind erforderlich 2·5 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Stunde sind erforderlich 0·041 Quadratmeter Heizfläche.

245.

Cylindrische Kessel mit oder ohne Siedröhren.

Nennt man:

F die Heizfläche, welche der Kessel erhalten soll;
D den Durchmesser des Hauptkessels;
L die ganze Länge des Hauptkessels;
d den Durchmesser einer Siedröhre;
l die Länge einer Siedröhre;
m m_1 die Zahlen, welche ausdrücken, wie oftmal die Oberflächen des Hauptkessels und eines Siedrohres grösser sind, als die Heizflächen derselben;
i die Anzahl der Siedröhren,

so ist:

$$D = \sqrt{\left\{ \frac{F}{\pi \frac{L}{D} \left[\frac{1}{m} + \frac{i}{m_1} \left(\frac{d}{D}\right) \left(\frac{l}{L}\right) \right]} \right\}}$$

Für Kessel ohne Siedröhren ist: $i = o$, $m = 1·757$, und dann wird:

$$D = 0·75 \sqrt{\frac{D}{L} F}$$

$$\text{Für } \frac{L}{D} = \quad 4 \qquad 5 \qquad 6$$

$$\text{wird } D = 0{\cdot}375\sqrt{F} \quad 0{\cdot}335\sqrt{F} \quad 0{\cdot}306\sqrt{F}$$

246.

Der Rost.

Nennt man: $\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilg. und $\mathfrak{H}$ die Holzmenge in Kilgr., welche stündlich auf einem Rost verbrannt werden sollen und N die Pferdekraft des Kessels, zu welchem der Rost gehört, so ist die Rostfläche R zu nehmen wie folgt:

$$R = \frac{N}{10} = \frac{\mathfrak{S}}{50} = \frac{\mathfrak{H}}{100}$$

Die Spalten zwischen den Roststäben sollen bei Steinkohlenfeuerung $\frac{1}{4}$ und bei Holzfeuerung $\frac{1}{3}$ der ganzen Rostfläche betragen.

Die Dimensionen der Roststäbe sind nach den in Fig. 6 angegebenen Verhältnissen zu nehmen.

247.

Einmauerung der Kessel.

Auf Tafel XXXVI findet man die Verhältnisse der Hauptdimensionen der Kessel und jene der Einmauerung zum Durchmesser des Kessels angegeben.

Fig. 1, 2, 3, 4, Kessel ohne Siedröhre, die Länge 6 mal so gross als der Durchmesser.

Fig. 7, 8, 9, 10, Kessel mit 2 Siedröhren; der Kessel 5 mal so lang als der Durchmesser.

248.

Wanddicke cylindrischer und kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen oder kugelförmigen Theiles eines Dampfkessels in Centimetern;

δ die Metalldicke der cylindrischen oder kugelförmigen Wand in Centimetern;

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht;

so hat man:

a) für cylindrische Kessel:

$$\delta = \frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495}{363 - n} D$$

Diese Formel gibt:

für n =	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{\delta}{D}$ =	0·0050	0·0064	0·0077	0·0092	0·0106	0·0120	0·0134	0·0149

b) für kugelförmige Kesseltheile:

$$\delta = \frac{3{\cdot}125 + 0{\cdot}495\,n}{725 - n}$$

Diese Formel gibt:

für n =	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{\delta}{D}$ =	0·0050	0·0057	0·0064	0 0071	0·0077	0·0085	0·0092	0·0098

249.

Vernietung der Bleche. Taf. XXXVI, Fig. 5.

Durchmesser eines Nietbolzens	2 δ
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	3 δ
Durchmesser des konischen Kopfes	4 δ
Ganze Höhe einer Niete mit Einschluss der Köpfe	5 δ
Entfernung zweier auf einander folgenden Nieten von Mittel auf Mittel	5 δ
Entfernung der Mittelpunkte der Nieten vom Rand des Bleches	3 δ

250.

Sicherheitsventile.

Nennt man:

F die Heizfläche in Quadratmetern des Kessels;

N die Pferdekraft des Kessels;

S die Dampfmenge in Kilg., welche in jeder Sekunde in dem Kessel produzirt werden soll;

Ω den Querschnitt in Quadratmetern der Ventilöffnung;
P die Belastung des Ventils in Kilogrammen;
p denjenigen Druck des Dampfes auf einen Quadratmeter, bei welchem die Hebung des Ventils beginnen soll;
$\alpha + \beta p$ das Gewicht von einem Kilogramm Dampf, der auf einen Quadratmeter einen Druck p ausübt;
$\mathfrak{A}$ den Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter;

so hat man zur Berechnung von Ω und P folgende Ausdrücke:

$$\Omega = 0{\cdot}04 \frac{S}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{150} \frac{F}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{100} \frac{N}{\alpha + \beta p}$$

$$P = \Omega (p - \mathfrak{A})$$

$$P = 0{\cdot}04\, S \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{150} F \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{100} N \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p}$$

Vermittelst dieser Formeln ist nachstehende Tabelle berechnet:

Spannung des Dampfes im Kessel in Atmosph.	$\frac{\Omega}{S}$	$\frac{\Omega}{F}$	$\frac{\Omega}{N}$	$\frac{P}{S}$	$\frac{P}{F}$	$\frac{P}{N}$
2	0·03580	0·000238	0·000358	370	2·46	3·70
3	0·02468	0·000164	0·000247	510	3·40	5·10
4	0·01896	0·000127	0·000189	587	3·91	5·87
5	0·01544	0·000103	0·000154	638	4·25	6·38
6	0·01312	0·000087	0·000131	677	4·51	6·77

Heizungen zur Erwärmung der Lokalitäten.

251.

Bestimmung der Wärmemenge, welche die Beheizung eines Raumes erfordert.

Nennt man:

M die Mauerfläche, Deckfläche und Bodenfläche, welche den zu erwärmenden Raum einschliessen, die Fensterflächen nicht mitgerechnet;

F die Summe der Fensterflächen, welche in dem zu erwärmenden Raum vorkommen;
e die Mauerdicke;
Δ_0 die niedrigste Temperatur der äusseren Luft im Winter;
Δ die Temperatur, welche in dem Raum hervorgebracht werden soll, wenn die äussere Temperatur Δ_0 ist;
m n zwei Zahlen, welche von der Natur des Baumaterials abhängen;
p die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter Fensterfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° verloren geht;
f ein Coeffizient, welcher von dem Umstand abhängt, ob die Heizung continuirlich fortgeht oder mit Unterbrechungen;

so ist die Wärmemenge, welche stündlich die Beheizung des Raums erfordert, wenn derselbe nicht künstlich ventilirt wird:

$$W = f\left(\frac{m\,n}{m\,e + n} M + p F\right)(\Delta - \Delta_0)$$

Für Bruchsteinmauerwerk ist	$m = 9$	$n = 0{\cdot}80$
Für Backsteinmauern	$m = 9$	$n = 0{\cdot}68$
Für einfache Glasfenster	$p = 3{\cdot}66$	
Für Doppelfenster	$p = 2{\cdot}00$	
Für ununterbrochene Heizung.	$f = 1{\cdot}0$	
Wenn nur bei Tag geheizt wird, bei Nacht aber nicht	$f = 1{\cdot}2$	

In den gewöhnlicheren Fällen ist anzunehmen: a) Mauern aus Bruchsteinen. b) Mauerdicke $0{\cdot}6^m$. c) Einfache Fenster. d) Heizung mit Unterbrechung. e) Grösste Temperaturdifferenz 30° und dann wird:

$$W = 36\,M + 132\,F$$

252.

Heizung mit Lufterneuerung für Lokalitäten, in welchen sich eine grössere Anzahl Menschen aufhalten.

Ein Mensch bedarf stündlich 6 Kubikm. oder $6 \times 1{\cdot}3 = 7{\cdot}8$ oder nahe 8 Kilogramm atmosphärische Luft. Die Wämemenge, welche ein Mensch per 1 Stunde entwickelt, beträgt ungefähr 73 Einheiten; von diesen werden aber $25 = 0{\cdot}038 \times 650$ Einheiten zur Dampfbildung verwendet, es bleiben also noch $73 - 25 = 48$ Einheiten übrig, welche erwärmend wirken. Nennt man nun:

q die Luftmenge in Kilg., welche stündlich durch Ventilation dem zu erwärmenden Raume in reinem, aber kaltem Zustande zugeleitet und in unreinem Zustande aus dem Raume abgeleitet werden soll;

$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Menschen, welche sich in dem Raume aufhalten;

W die Wärmemenge, welche stündlich durch den Heizapparat entwickelt werden muss, um in den Raum eine Temperatur Δ zu erhalten,

so ist:

$$W = f\left(\frac{m\,n}{m\,e + n}\,M + p\,F\right)(\Delta - \Delta_0) + 0{\cdot}237\,q\,(\Delta - \Delta_0) - 48\,\mathfrak{N}$$

Gewöhnlich ist zu nehmen: $q = 8\,\mathfrak{N}$, und f n m p e. Δ Δ_0, wie in vorhergehender Nummer und dann wird:

$$W = 36\,M + 132\,F + 9\,\mathfrak{N}$$

253.

Durchgang der Wärme durch eine ebene Wand, die von zwei Flüssigkeiten berührt wird, deren Temperaturen unveränderlich sind.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten;

e die Wanddicke in Metern;

F die Oberfläche einer Wandseite in Metern;

W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Fläche F geht;

$\gamma_1\,\gamma_2$ die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche den beiden Begränzungsflächen der Wand entsprechen. Der Wärmeübergangs-Coeffizient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch einen Quadratmeter der Begränzungsfläche eines Körpers geht, wenn die Differenz der Temperaturen, welche im Körper unmittelbar innerhalb seiner Oberfläche und in der Flüssigkeit unmittelbar ausserhalb des Körpers vorhanden sind, nur einen Grad beträgt;

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten des Materials, aus welchem die Wand besteht. Dieser Coeffizient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch jeden Querschnitt eines Stabes geht, dessen Querschnitt 1 Quadratmeter beträgt, wenn die Temperaturen im Stab auf jeden Meter Länge um einen Grad verschieden sind.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$W = \frac{F\,\Delta}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{e}{\lambda}}$$

254.

Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter einer Wand geht, die aus mehreren sich berührenden Materialschichten zusammen gesetzt ist.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten;
$e_1\, e_2\, e_3\, e_4 \ldots$ die Dicken der Materialschichten, aus welchen die Wand besteht;
$\gamma_0\, \gamma_1\, \gamma_2\, \gamma_3 \ldots$ die Wärmeübergangs-Coeffizienten durch die Begränzungsebenen der Schichten;
$\lambda_1\, \lambda_2\, \lambda_3 \ldots$ die Wärmeleitungs-Coeffizienten, welche den Materialien entsprechen, aus welchen die Schichten bestehen;
F die Oberfläche einer Wandseite in Quadratmetern;
W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Fläche F geht;

so ist:

$$W = \frac{F\,\Delta}{\frac{1}{\gamma_0} + \frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \ldots + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \ldots}$$

255.

Wärmemenge, welche stündlich durch die Wände eines cylindrischen Gefässes geht, das innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten;
r_1 den inneren, r_2 den äusseren Halbmesser des Cylinders in Metern;
l die Länge des Cylinders in Metern;
γ_1 und γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begränzungsfläche des Cylinders entsprechen;

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten des Materials, aus welchem die Wand besteht;

W die Wärmemenge, welche stündlich von aussen nach innen eindringt, wenn die äussere Temperatur höher ist als die innere, oder von innen nach aussen entweicht, wenn die innere Temperatur höher ist als die äussere;

so hat man:

$$W = \frac{2 \pi l \Delta}{\frac{1}{r_1 \gamma_1} + \frac{1}{r_2 \gamma_2} + \frac{1}{\lambda} \text{ lognat. } \frac{r_2}{r_1}}$$

256.

Wärmemenge, die durch die Wand eines sphärischen Gefässes geht, welches innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten;

r_1 den inneren, r_2 den äusseren } Halbmesser der Wand in Metern;

$\gamma_1 \gamma_2$ die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begränzungsfläche der Wand entsprechen;

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten für das Material, aus welchem die Wand besteht;

W die Wärmemenge, welche stündlich in die Kugel eindringt, wenn die äussere Flüssigkeit wärmer ist als die innere, oder aus der Kugel entweicht, wenn die innere Flüssigkeit wärmer ist als die äussere;

so ist:

$$W = \frac{4 \pi \Delta}{\frac{1}{\gamma_1 r_1^2} + \frac{1}{\gamma_2 r_2^2} + \frac{1}{\lambda}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)}$$

257.

Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heissen flüssigen Strom.

Die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine heisse Flüssigkeit, geschieht gewöhnlich indem man die heisse Flüssigkeit durch einen Kanal strömen lässt, dessen Wände aus einem

die Wärme gut leitenden Material bestehen und die zu erwärmende Flüssigkeit mit diesen Wänden in Berührung bringt.

Wir nennen einen solchen Erwärmungsapparat:

1) Kesselapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit an allen Punkten der Wand die gleiche Temperatur hat;
2) Parallelstromapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die mit jener des heissen Stromes übereinstimmt;
3) Gegenstromapparat, wenn die zu erwärwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die jener des heissen Stromes entgegengesetzt ist.

Die Wandflächen (Erwärmungsflächen, Heizflächen), welche diese Apparate erhalten müssen, damit der heisse Strom stündlich eine gewisse Wärmemenge an die zu erwärmende Flüssigkeit abgibt, können auf folgende Art bestimmt werden.

Es sei:

W die Wärmemenge, welche der heisse Strom stündlich an die zu erwärmende Flüssigkeit abgeben soll;

T_0 die Temperatur, mit welcher der heisse Strom in den Erwärmungskanal eintritt;

T_1 die Temperatur, mit welcher der heisse Strom den Erwärmungskanal verlässt;

k der Wärmedurchgangs-Coeffizient, d. h. die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter der Erwärmungsfläche gehen würde, wenn die Temperatur der heisseu Flüssigkeit an allen Stellen nur um einen Grad höher wäre als die Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit.

Ferner:

a) für einen Kesselapparat:

F_k die Erwärmungsfläche dieses Apparates;

t die Temperatur der die Erwärmungsfläche umgebenden Flüssigkeit;

b) für einen Parallelstromapparat:

F_p die Erwärmungsfläche des Apparates;

t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt;

t_1 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit den Apparat verlässt;

c) für einen Gegenstromapparat:

F_g die Erwärmungsfläche des Apparates;

t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt;

t_1 die Temperatur, mit welcher die erwärmte Flüssigkeit den Apparat verlässt.

Diess vorausgesetzt, hat man:

$$F_k = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

$$F_p = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1 + (t_1 - t_0)}$$

$$F_g = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

Die Werthe von k für verschiedene Flüssigkeiten und Wandungen sind noch nicht ganz zuverlässig durch Versuche ausgemittelt. Die wahrscheinlichen Werthe von k sind:

Für den Uebergang der Wärme:

a) aus Luft durch eine Wand aus gebrannter Erde von 1 Centimeter Dicke in Luft . . . . $k = 5$

b) aus Luft durch eine Wand aus Gusseisen von 1 bis 1·5 Centimeter Dicke in Luft . . . . $k = 14$

c) aus Luft durch eine Wand aus Eisenblech in Luft $k = 7$

d) aus Luft durch eine Wand von Eisenblech in Wasser oder aus Wasser in Luft . . . . $k = 23$

e) aus Dampf durch eine Wand von Gusseisen in Luft $k = 12$

258.

Ofenheizung.

Nennt man:

W die nach Nr. 252 berechnete Wärmemenge, welche die Erwärmung des Raumes erfordert;

F die Oberfläche des Ofens;

so hat man:

a) für Oefen aus gebrannter Erde . $F = \frac{W}{1600}$

b) für Oefen aus Gusseisen . . . $F = \frac{W}{4000}$

c) für Oefen aus Eisenblech . . . $F = \frac{W}{1500}$

259.

Calorifer aus gusseisernen Röhren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich an die zu erwärmende Luft abgegeben werden soll;
T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;
T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Heizapparat verlassen;
t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Luft in den Heizapparat eintritt;
t_1 die Temperatur bis zu welcher die Luft erwärmt werden soll;
$k = 14$ die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter einer Gusseisenwand von 1 bis 1·5 Centimeter Dicke geht, wenn die Temperaturdifferenz 1° beträgt;
F die Heizfläche des Apparates;

so ist:

a) wenn der Apparat als ein Kesselapparat angesehen werden kann:

$$F_k = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

b) für einen Parallelstromapparat:

$$F_p = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1 + (t_1 - t_0)}$$

c) für einen Gegenstromapparat:

$$F_g = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \dfrac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

In der Regel darf man setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300^0 \quad t_1 = 150^0 \quad t_0 = 10^0$$

und dann findet man:

$$F_k = \frac{W}{5760} \quad F_p = \frac{W}{6230} \quad F_g = \frac{W}{7200}$$

260.

Niederdruck-Wasserheizung,

bestehend aus einem Kessel, von welchem aus Röhren durch die zu erwärmenden Räume ziehen und zuletzt wiederum in den Kessel zurückkehren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Erwärmung des Raumes nothwendig ist;
T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;
T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen;
t_0 die Temperatur, mit welcher das in den Wärmeröhren befindliche Wasser in den Kessel eintritt;
t_1 die Temperatur, mit welcher das erwärmte Wasser aus dem Kessel in die Wärmeröhren übertritt;
Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;
F die Heizfläche des Kessels;
f die Oberfläche der wärmenden Röhren;
$k = 23$ Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter der Röhren- oder Kesselwand gienge, wenn die Temperaturdifferenz 1^0 betrüge;

so ist:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

$$f = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{t_1 - t_0}$$

In der Regel darf man setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t_0 = 40 \quad t_1 = 80^\circ \quad \Delta = 14^\circ$$

und dann findet man:

$$F = \frac{W}{11500} \quad f = \frac{W}{1000}$$

261.

Hochdruck-Wasserheizung nach Perkins.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung des Raumes nothwendig ist;
T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;
T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Ofen verlassen;
t_0 die Temperatur, mit welcher das Wasser in die im Ofen befindliche Spirale eintritt;
t_1 die Temperatur, mit welcher das Wasser die Spirale verlässt und in die Wärmeröhren eintritt;
Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;
F die innere Fläche der Spirale;
f die innere Fläche der Wärmeröhren;
$k = 23$ den Wärmedurchgangs-Coeffizienten;

so ist:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

$$f = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat.} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{t_1 - t_0}$$

In der Regel darf man für diese Heizung setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t_0 = 50 \quad t_1 = 150 \quad \Delta = 14$$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{11300} \qquad f = \frac{W}{1720}$$

Der innere Durchmesser der Röhren dieser Heizung beträgt 0·0125, der äussere 0·0250 Meter. Nennt man L und l die Röhrenlängen, welche den Flächen F und f entsprechen;

so ist:

$$F = 0{\cdot}0125 \times 3{\cdot}14 \times L \qquad f = 0{\cdot}0125 \times 3{\cdot}14 \times l$$

und dann findet man:

$$L = \frac{W}{425} \qquad l = \frac{W}{65}$$

262.

Dampfheizung.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung des Raumes nothwendig ist;
F die Heizfläche des Kessels;
f die Oberfläche der Dampfröhren;
t die Temperatur des Wassers und Dampfes im Kessel;
Δ die Temperatur, welche in den zu erwärmenden Raum eintreten soll;
T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost;
T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen;

so hat man;

$$F = \frac{W}{23} \frac{\text{lognat.} \frac{T_0 - t}{T_1 - t}}{T_0 - T_1}$$

$$f = \frac{W}{12\,(t - \Delta)}$$

In der Regel ist für eine Dampfheizung zu setzen:

$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t = 110^\circ \quad \Delta = 14$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{10400} \qquad f = \frac{W}{1152}$$

Gasbeleuchtung.

Beleuchtung mit Steinkohlengas.

263.

Lichtstärke der Kerzen, Lampen und Gasbrenner.

a) Eine Talgkerze von $^1/_6$ Pfund Gewicht brennt durch 9·5 Stunden, und gibt so viel Licht, als ein Gasbrenner, welcher per 1 Stunde 14 Liter Steinkohlengas verbrennt.

b) Eine gemeine Lampe mit plattem Docht verbrennt per 1 Stunde 13 Grammes Oel, gibt eine Lichtstärke von 1·13 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Litres Gas verbrennt.

c) Eine Wachskerze (5 auf 1 Pfund) gibt eine Lichtstärke von 1·1 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrennner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Liter Gas verbrennt.

d) Eine Argand'sche Lampe, welche per 1 Stunde 30 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 4 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 56 Liter Gas verbrennt.

e) Eine Sinombra-Lampe, welche per 1 Stunde 50 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7.6 Talgkerzen und wird durch

einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 107 Liter Gas verbrennt.

f) Eine Carcellampe, welche per 1 Stunde 42 Grammes Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·71 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher stündlich 108 Liter Gas verbrennt.

264.

Tabelle zur Vergleichung des Brennstoffverbrauches.

(Die Zahlen einer Horizontalkolumne geben die Brennstoffmengen, welche gleiche Lichtmenge entwickeln.)

Kerzen-beleuchtung.		*Oellampenbeleuchtung.*			*Steinkohlengas.*		*Oelgas*
Talg. Kilg.	Wachs. Kilg.	Carcel.	Sinombra.	Platte Dochte.	Gas in Litres.	Steinkohlen in Kilogr.	in Litres.
1·00	0·92	0·59	0·71	1·26	1530	7·30	566
1·09	1·00	0·65	0·78	1·37	1670	7·94	619
1·67	1·54	1·00	1·19	2·11	2570	12·20	951
1·40	1·29	0·84	1·00	1·76	2140	10·00	793
0·80	0·73	0·47	0·57	1·00	1210	5·75	448
0·65	0·60	0·39	0·47	0·83	1000	4·76	370
0·14	0·13	0·08	0·10	0·17	210	1·00	78
1·76	1·61	1·05	1·26	2·23	2700	13·00	1000

265.

Tabelle über die Brennstunden in den einzelnen Monaten, Quartalen und im Jahre.

Anfang und Ende der *Brennzeit.*	Erstes Quartal.			Zweites Quartal.			Drittes Quartal.			Viertes Quartal.			Erstes Quartal.	Zweites Quartal.	Drittes Quartal.	Viertes Quartal.	Im Jahre.
	April.	Mai.	Juni	Juli.	August.	September.	October.	November.	Dezember.	Januar.	Februar.	März.					
Von der Dämmerung bis 6 Uhr . .	—	—	—	—	—	2	31	62	80	65	33	4	—	2	173	102	277
„ 7 „ . .	4	—	—	—	14	22	62	92	111	96	61	31	4	36	265	188	493
„ 8 „ . .	28	4	—	—	40	52	93	122	142	127	89	62	32	92	357	278	759
„ 9 „ . .	58	29	8	13	71	82	124	152	173	158	117	93	95	166	449	368	1078
„ 10 „ . .	88	60	38	44	102	112	155	182	204	189	145	124	186	258	541	458	1443
„ 11 „ . .	118	91	68	75	133	142	186	212	235	220	173	155	277	350	633	548	1808
„ 12 „ . .	148	122	98	106	164	172	217	242	266	251	201	186	368	442	725	638	2173
Die ganze Nacht .	295	242	195	217	307	345	421	473	527	512	411	382	732	869	1421	1305	4327
Morgens von 4 Uhr	28	2	—	—	16	48	80	110	137	137	98	71	30	64	327	306	727
„ „ 5 „	3	—	—	—	—	18	49	80	106	106	70	40	3	18	235	216	472
„ „ 6 „	—	—	—	—	—	—	18	50	75	75	42	9	—	—	143	126	269
„ „ 7 „	—	—	—	—	—	—	—	20	44	44	14	—	—	—	64	58	122

Nach diesen Angaben und Tabellen kann sehr leicht die Gasmenge und der Aufwand an Kohlen berechnet werden, die für irgend eine Beleuchtung mit Gas nothwendig sind.

266.

Retorten.

Die Destillation von 1 Kilg. Steinkohlen erfordert 0·25 Kilg. Coaks.

Mit 1 Kilg. Steinkohlen gewinnt man durchschnittlich folgende Produkte:

Coaks	Theer	Amoniakwasser	Steinkohlengas
Kilg.	Kilg.	Kilg.	Liter
0·330	0·064	0·100	256

Ladung der Retorten für jeden Quadratmeter der inneren Fläche	23 Kilg.
Gasproduktion in 24 Stunden durch 1 Quadratmeter der inneren Retortenflächen	30 Kubikmeter
Gewöhnliche Abmessungen der Retorten:	
Länge	2·5 Meter
Weite	0·4 „
Höhe	0·3 „
Innere Fläche	3·25 Quadratmeter
Wanddicke { Gusseisenretorten . . .	0·03 Meter
Wanddicke { Thonretorten	0·08 „
Summe der inneren Flächen aller Retorten des Gaswerkes	$F = \frac{B\,q\,T}{30}$ Quadratmeter

In dieser Formel bezeichnet:

B die Anzahl der Brenner;

q den Gasverbrauch in Kubikmetern eines Brenners in einer Stunde. Gewöhnlich ist $q = 0{\cdot}1$ Kubikmeter oder nahe 4 Kubikfuss englisch;

T die Beleuchtungszeit am kürzesten Tage für Städtebeleuchtungen ist in der Regel $T = 12$ Stnnden;

F die Summe der inneren Flächen aller Retorten, welche erforderlich sind, um für B Brenner die hinreichende Gasmenge zu liefern.

Rostfläche für 1 Quadratmeter Retortenfläche . . . . 0·012 Quadratmeter

267.

Vorlage.

Querschnitt der Vorlage . . . . $= \frac{F}{1133}$

Länge der Vorlage gleich der Länge aller Retortenöfen.

268.

Condensator.

Oberfläche aller Röhren des Condensators $= \frac{F}{3{\cdot}3}$

Querschnitt jeder Röhre des Condensators $= \frac{F}{4200}$

Höhe einer Röhre . . . . $=$ 3 bis 4 Meter

269.

Kalkreiniger.

Volumen aller Kalkreiniger . . . . . $= \frac{F}{14}$

Hordenfläche aller Kalkreiniger . . . $= \frac{F}{2}$

270.

Gasuhr.

Querschnitt der Trommel . . . . . $= \frac{F}{177}$

Länge der Trommel gleich ihrem Durchmesser.

271.

Der Gasbehälter.

Nennt man:

𝔙 das Volumen des Gasbehälters;

D den Durchmesser desselben;

H die Höhe desselben;
Q den stündlichen Gasverbrauch aller Brenner in Kubikmet.;
T die Beleuchtuugszeit am kürzesten Tag;

so ist im Minimum:

$$\mathfrak{B} = (24 - T) \frac{T}{24} Q$$

für T =	5	6	7	8	9	10	11	12
wird $\frac{\mathfrak{B}}{Q}$ =	4	4·5	5	5·3	5·6	5·8	6	6

Hat man das Volumen $\mathfrak{B}$ berechnet, so findet man:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \mathfrak{B}} = 1{\cdot}37 \sqrt[3]{\mathfrak{B}}$$

$$H = \frac{1}{2} D$$

272.

Gasleitung.

Nennt man:

Q die Gasmenge in Kubikmetern, welche per Stunde durch eine Röhre geleitet werden soll;
D den Durchmesser der Röhre in Millimetern;
V die Geschwindigkeit der Bewegung des Gases in der Röhre;

so ist zu nehmen:

$$V = 0{\cdot}3 \left(1 + \frac{1}{10} Q\right) \quad \text{wenn } Q < 100 \text{ Kubikmeter}$$

$$V = 3^{m} \quad \text{wenn } Q \geqq 100 \text{ „}$$

$$D = 33 \sqrt{\frac{Q}{1 + 0{\cdot}1\, Q}} \quad \text{wenn } Q < 100 \text{ „}$$

$$D = 10 \sqrt{Q} \quad \text{wenn } Q \geqq 100 \text{ „}$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate dieser Formeln. Bei der Berechnung der Zahl der Brenner wurden 100 Liter Gas per Stunde auf 1 Brenner gerechnet:

Gasmenge, welche stündlich durch die Röhre zu leiten ist.	Anzahl der Gasbrenner, welchen das Gas zugeleitet wird	Geschwindigkeit des Gases in der Röhre in Metern und per 1''.	Durchmesser der Röhre in Millimet.
Liter.		Meter.	
100	1	0·300	10·5
500	5	0·315	23·0
1000	10	0·330	32·0
2000	20	0·360	43·0
3000	30	0·390	50·5
4000	40	0·420	54·8
5000	50	0·450	60·8
6000	60	0·480	64·9
7000	70	0·510	67·5
8000	80	0·540	70·2
9000	90	0·570	72·5
10000	100	0·600	74·5
20000	200	0·900	86·0
30000	300	1·200	91·3
40000	400	1·500	94·3
50000	500	1·800	96·3
60000	600	2·100	97·5
70000	700	2·400	98·6
80000	800	2·700	100·0
90000	900	3·000	100·0
100000	1000	3·000	100·0

273.

Die Brenner.

Einfache Brenner.

Die vortheilhafteste Höhe der Flamme ist:

für Steinkohlengas . . . . . . $= 0{\cdot}12^m$
„ Oelgas . . . . $= 0{\cdot}10^m$

Nennt man d den Durchmesser der Ausströmungsöffnung in Millimetern, q die Gasmenge in Litern, welche per 1 Sekunde ausströmen soll, so ist:



$$d = \frac{1}{13} \sqrt{q}$$

Lichtstärke der Flamme nach Talgkerzen	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Gasmenge in Liter per 1 Stunde (Steinkohlengas).	28	42	56	70	84	98	112	126	140
Durchmesser der Ausströmungen in Millimetern	0·40	0·50	0·60	0·65	0·70	0·80	0·81	0·86	0·90

274.

Verbesserte Regeln zur Berechnung der Gasleitungsröhren.

Die im Vorhergehenden aufgestellten Regeln sind den Anforderungen, welche man in der Praxis an eine Gasleitung stellen muss, nicht ganz entsprechend, indem bei denselben die totale Ausdehnung der Gasleitung nicht berücksichtigt wurde. Die folgenden Regeln sind von diesem Fehler befreit.

Der Erfahrung gemäss soll eine Gasleitung folgenden Bedingungen entsprechen:

1) die Leitung soll die erforderliche Gasmenge liefern, wenn die Pressung im Gasbehälter eine Wassersäule von 4 Centimetern zu tragen vermag;

2) die Pressung in der vom Gasometer entferntesten Röhre soll wenigstens eine Wassersäule von 2 Centimetern zu tragen im Stande sein;

3) die Pressung soll vom Gasometer an bis zur entferntesten Röhre gleichförmig abnehmen, und es sollen überhaupt im ganzen Röhrensystem gleich lange Röhrenstücke gleich grosse Differenzen in den Pressungen verursachen.

Auf diesen Grundsätzen beruhen die folgenden Regeln.

Nennt man:

L die Länge der Hauptleitung von dem Gasbehälter an bis an den entferntesten Brenner in Metern;

H die Höhe der Wassersäule in Centimetern, durch welche die an den Enden von L stattfindenden Pressungen gemessen werden. In der Regel soll H nicht mehr als 2 Centimeter betragen;

l die Länge irgend eines Röhrenstückes der Leitung in Metern;
d den Durchmesser dieses Röhrenstückes in Centimetern;
B die Anzahl der Brenner, welche der Gasmenge entspricht, die in das Röhrenstück l eintritt;
b die Anzahl der Brenner, welche direkt von dem Röhrenstück l aus mit Gas versehen werden;
$m = \frac{B}{b}$ das Verhältniss dieser beiden Brennerzahlen;
q den stündlichen Gasverbrauch eines Brenners in Kubikmetern. Gewöhnlich ist $q = 0{\cdot}1$ Kubikmeter oder nahe 4 Kubikfuss engl.

Dies vorausgesetzt hat man:

$$d^5 = 0{\cdot}08 \frac{L}{H} B^2 q^2 \left(1 - \frac{3m - 1}{3m^2}\right)$$

Ist $b = 0$, d. h. sind längs des Röhrenstückes l keine Brenner aufgestellt, so wird:

$$d^5 = 0{\cdot}08 \frac{L}{H} B^2 q^2$$

Zur numerischen Berechnung dienen folgende Tabellen:

d	d^5	d	d^5	d	d^5
1	1	13	370 295	25	9 770 625
2	32	14	534 824	26	11 881 376
3	243	15	749 375	27	14 348 907
4	1 024	16	1 048 576	28	17 210 368
5	3 125	17	1 419 857	29	20 511 149
6	7 776	18	1 889 568	30	24 300 000
7	16 807	19	2 476 099	31	28 629 151
8	32 768	20	3 200 000	32	33 554 432
9	75 049	21	4 084 101	33	39 135 393
10	100 000	22	5 153 632	34	45 435 424
11	161 051	23	6 436 343	35	52 521 875
12	248 832	24	7 962 624	36	60 466 176

m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1 - \frac{3m-1}{3m^2}$
1·0	0·333	1·9	0·566	5	0·813
1·1	0·366	2·0	0·583	6	0·843
1·2	0·398	2·2	0·614	8	0·880
1·3	0·428	2·4	0·641	10	0·903
1·4	0·456	2·6	0·665	15	0·935
1·5	0·483	2·8	0·685	20	0·951
1·6	0·505	3·0	0·704	30	0·967
1·7	0·527	3·5	0·741	50	0·980
1·8	0·547	4·0	0·771	100	0·990

NEUNTER ABSCHNITT.

Dampfmaschinen.

275.

Allgemeine Formeln für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen.

Diese Formeln dienen zur Beantwortung der verschiedenen Fragen, welche über die Bewegung und den Bau der Dampfmaschinen gestellt werden können. Um die Anzahl der Formeln nicht zu sehr zu vermehren, sind für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen die Hauptformeln so gestellt, wie wenn es sich immer nur darum handelte, den Nutzeffekt der Maschinen und den Dampfverbrauch zu berechnen. Für den Fall, dass nach anderen Grössen gefragt wird, muss man die unbekannten Grössen erst aus jenen zwei Hauptgleichungen aufsuchen, was keiner Schwierigkeit unterliegt.

276.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Maschinen mit einem Cylinder.

S Dampfmenge in Kilogrammen, welche per 1″ auf die Maschine wirkt.
O Querschnitt des Dampfcylinders in Quadratmetern.
D Durchmesser des Dampfcylinders.
l Länge des Kolbenschubes.
l_1 Weg, den der Kolben bei Expansionsmaschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt.
v Mittlere Geschwindigkeit des Kolbens.
m In der Regel = 0·05 der Coeffizient für den schädlichen Raum, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen eines Dampfkanals + dem Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn letzterer am Ende des Schubes steht, zu dem Volumen, welches der Kolben bei einem Schub beschreibt.
p Druck des Dampfes auf 1 Quadratmeter im Cylinder und hinter dem Kolben, so lange der Cylinder mit dem Kessel communicirt.

r Der totale auf 1 Quadratmeter der Kolbenfläche reducirte schädliche Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegen wirkt. Dieser Druck r ist nahe derjenige Druck, welcher hinter dem Kolben wirken muss, um eine Maschine zu bewegen, wenn dieselbe keinen nützlichen Widerstand überwindet.

α, β Zahlen, welche zur Berechnung des Gewichtes von 1 Kubikmeter Dampf dienen; es ist:

für Niederdruckmaschinen $\alpha = 0{\cdot}06295$ $\beta = 0{\cdot}000051$ $\frac{\alpha}{\beta} = 1234$

für Hochdruckmaschinen $\alpha = 0{\cdot}1427$ $\beta = 0{\cdot}0000473$ $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$

$\alpha + \beta$ p das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Druck auf 1 Quadratmeter gleich p ist. Die Werthe von $\alpha + \beta$ p sind in der Tabelle Nr. 238 angegeben.

s Der Dampfverlust in Kilgogrammen und per 1 Secunde zwischen Kolben und Cylinder.

Ω Querschnitt der Dampfkanäle.

N Pferdekraft der Maschine.

k Eine Grösse, durch welche der Einfluss der Expansion in Rechnung gebracht wird.

h Bei Condensations-Maschinen die Tiefe, aus welcher die Kaltwasserpumpe zu heben hat.

277.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Wolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

	Für den grössern Cylinder.	Für den kleinern Cylinder.
Querschnitt des Cylinders	O	o
Kolbenschub	L	l
Coeffizient für den schädlichen Raum .	m_1	m
Geschwindigkeit des Kolbens	V	v

p Druck des Dampfes hinter dem kleinen Kolben auf 1 Quadratmeter.

r Der auf 1 Quadratmeter des kleinen Kolbens reducirte schädliche Widerstand der Maschine.

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473. \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

s Dampfverlust zwischen Kolben und Cylinder per 1 Sekunde.

$\mathfrak{V}$ Das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Dampfkammern + das Volumen der Dampfkammer des grossen Cylinders.

278.

Formeln für Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

$$75\,N = O\,v\,(p - r)$$

$$S = O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$r = 1758 + 30\,\frac{O}{\Omega}\,v + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}$$

$$s = 0{\cdot}064\,D\,(\alpha + \beta\,p)$$

Wenn unter den zu suchenden Grössen D vorkommt, muss man zur Berechnung von r vorläufig für D einen Schätzungswerth annehmen, was wohl erlaubt ist, da der Einfluss von D auf r nicht sehr gross ist.

279.

Formeln für Hochdruck-Maschinen **ohne** *Condensation*, **ohne** *Expansion.*

$$75\,N = O\,v\,(p - r)$$

$$S = O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \quad \beta = 0{\cdot}0000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s:

für $p = 20000$ ist $r = 10652 + 12\,\frac{O}{\Omega}\,v + 531\,D + \frac{414}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ „ $r = 11044 + 38\,\frac{O}{\Omega}\,v + 635\,D + \frac{621}{D}$ „ $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ „ $r = 11469 + 71\,\frac{O}{\Omega}\,v + 1090\,D + \frac{828}{D}$ „ $s = 0{\cdot}138\,D$

„ $p = 50000$ „ $r = 12450 + 114\,\frac{O}{\Omega}\,v + 1610\,D + \frac{1005}{D}$ „ $s = 0{\cdot}157\,D$

280.

Formeln für Hochdruckmaschinen **ohne** *Condensation* **mit** *Expansion.*

$$75\,N = O\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$S = O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s

$$\text{für } p = 20000 \text{ ist } r = 10652 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(2{\cdot}1\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 531\,D + \frac{414}{D} \text{ und } s = 0{\cdot}076\,D$$

$$\text{„ } p = 30000 \text{ „ } r = 11044 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(3{\cdot}0\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 635\,D + \frac{621}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}107\,D$$

$$\text{„ } p = 40000 \text{ „ } r = 11469 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(3{\cdot}6\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1090\,D + \frac{828}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}138\,D$$

$$\text{„ } p = 50000 \text{ „ } r = 12450 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(4{\cdot}2\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1610\,D + \frac{1005}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}157\,D$$

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{lognat.}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\left(1 - \frac{0{\cdot}08}{v\,D}\,\text{lognat.}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right)$$

Setzt man $D = 0{\cdot}5$, $v = 1{\cdot}3$, $m = 0{\cdot}05$, so wird

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535

281.

Formeln für Mitteldruckmaschinen mit einem Cylinder **mit** *Expansion*, **mit** *Condensation*.

$$75\,N = O\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$S = O\,v\,(\alpha + \beta p)\left(\frac{l_1}{l} + m\right) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und von s

$$\text{für } p = 15000 \text{ ist } r = 1800 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(5\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D} \text{ und } s = 0{\cdot}057\,D$$

$$\text{„ } p = 20000 \text{ „ } r = 2000 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(8\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 90\,h + 579\,D + \frac{555}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}076\,D$$

$$\text{„ } p = 30000 \text{ „ } r = 2540 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(11\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{744}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}107\,D$$

$$\text{„ } p = 40000 \text{ „ } r = 3196 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(14\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 180\,h + 1697\,D + \frac{1028}{D} \text{ „ } s = 0{\cdot}157\,D$$

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat.} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\left(1 - \frac{0{\cdot}08}{v\,D}\,\text{lognat.}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right)$$

Setzt man $D = 0{\cdot}5$, $v = 1{\cdot}3$, $m = 0{\cdot}05$, so wird

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535

282.

Formeln für Woolf'sche Maschinen mit **2** *Cylindern*, **mit** *Condensation*, **mit** *Expansion.*

$$75\,N = o\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{O\,L}{o\,l}\,\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$S = o\,v\left(\frac{O\,L}{m\,o\,l + O\,L}\right)(1+m)\,(1+m_1)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \quad \beta = 0{\cdot}0000473 \quad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

für $p = 15000$ ist $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[1800 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,V\left(5\,\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}\right] + \frac{360}{d}$, $s = 0{\cdot}057\,D$

„ $p = 20000$ „ $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[2000 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,V\left(8\,\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 90\,h + 579\,D + \frac{555}{D}\right] + \frac{480}{d}$, $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ „ $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[2540 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,V\left(11\,\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{744}{D}\right] + \frac{720}{d}$, $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ „ $r = \frac{O\,L}{o\,l}\left[3196 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,V\left(14\,\frac{o\,l}{O\,L} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{1028}{D}\right] + \frac{960}{d}$, $s = 0{\cdot}157\,D$

$$k = 1 + (1+m)\left(1 + \frac{\frac{\mathfrak{B}}{o\,l} + \frac{O\,L}{o\,l}\,m_1}{m + \frac{O\,L}{o\,l}}\right)\text{lognat.}\,\frac{\frac{O\,L}{o\,l}\,(1+m_1) + \frac{\mathfrak{B}}{o\,l} + m}{1 + m + \frac{\mathfrak{B}}{o\,l} + \frac{O\,L}{o\,l}\,m_1}$$

283.

Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades.

Die folgende Regel zur Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades kann nur dann gebraucht werden, wenn die Arbeitsmaschinen, welche durch die Dampfmaschine getrieben werden sollen, einen vollkommen oder wenigstens nahe unveränderlichen Widerstand verursachen. Die Bestimmung des Gewichtes der Schwungräder für Arbeitsmaschinen, die einen veränderlichen Widerstand verursachen, oder bei deren Betrieb Massenstösse vorkommen, wird bei den speziellen Arbeitsmaschinen angegeben werden.

Nennt man:

N die Pferdekraft der Maschine;
P das Gewicht in Kilg. des Schwungrades;
V die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern per 1″;
n die Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades per 1 Minute;
s das Verhältniss zwischen der Länge der Kurbel und jener der Schubstange;
x den Expansionscoeffizienten, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal der Dampf in der Maschine sich ausdehnt. Für Mashinen ohne Expansion ist $x = 1$, für Expansionsmaschinen mit einem Cylinder ist x gleich dem Verhältniss aus der Länge des Kolbenschubes zur Länge des Weges, den der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
i ein Coeffizient, durch welchen ausgedrückt wird, wie gross die Ungleichförmigkeit der Bewegung des Schwungrades sein darf. Es ist nämlich i das Verhältniss aus der mittleren Geschwindigkeit und der Differenz zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$P V^2 = \alpha \frac{i N}{n}$$

wobei $\alpha = 4647 (1 + s) (0{\cdot}77 + 0{\cdot}23 x - 0{\cdot}017 x^2)$

Die Werthe von α für verschiedene Werthe von s und x sind in folgender Tabelle enthalten.

	x = 1	x = 2	x = 3	x = 4	x = 5	x = 6	x = 7
$s = \frac{1}{4}$	5716	6740	7610	8250	8771	9004	9120
$s = \frac{1}{5}$	5487	6470	7305	7920	8420	8643	8755
$s = \frac{1}{6}$	5335	6290	7103	7700	8186	8403	8512

Für i sind folgende Werthe zu nehmen:

i = 20 bis 30 für Arbeitsmaschinen, die einige Ungleichförmigkeit der Bewegung erlauben;

i = 30 bis 40 für Arbeitsmaschinen, die ziemlich gleichförmig arbeiten sollen;

i = 40 bis 60 für Arbeitsmaschinen, welche einen hohen Grad von Gleichförmigkeit erfordern.

284.

Abmessungen des Schwungrades.

Nennt man:

P das Gewicht des Schwungrades;
R den Halbmesser desselben;
b die Breite des Schwungringes, parallel mit der Axe gemessen;
a die radiale Dimension des Ringes;
l die Länge des Kolbenschubes der Maschine;

so hat man, wenn das Schwungrad mit der Kurbelwelle verbunden ist:

$$\left.\begin{aligned} R &= 1{\cdot}5\,l \text{ bis } 2\,l \\ b &= \frac{1}{300}\sqrt{\frac{P}{R}} \\ a &= 2\,b \end{aligned}\right\} \text{ Meter.}$$

Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu erbauende Dampfmaschinen.

285.

Erklärung des Inhaltes der folgenden Nummern ***286*** *bis* ***295.***

Die Resultate, welche in diesen Nummern zusammengestellt sind, geben alle wesentlicheren Daten und Dimensonen für neu zu erbauende Maschinen.

Die Nummern 286, 288, 290, 292, 294 enthalten die Hauptdaten für die Construction von verschiedenartigen Dampfmaschinen bis zu 100 oder 140 Pferdekraft. Nämlich Durchmesser des Dampfcylinders, Länge des Kolbenschubes, Geschwindigkeit des Kolbens, Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′, Dampfverbrauch, Heizfläche des Kessels per 1 Pferdekraft, Kohlenverbrauch. Diese Resultate sind vermittelst der in den vorhergenden Nummern 278 bis 282 zusammengestellten Formeln berechnet worden.

Die Nummern 287, 289, 291, 293, 295 geben für verschiedene Arten von Maschinen die Dimensionen aller Bestandtheile, durch den Durchmesser des Dampfcylinders ausgedrückt. Diese Bestimmungsart für die Dimensionen beruht auf dem Grundsatz, dass Maschinen der gleichen Art geometrisch ähnlich gebaut werden dürfen, vorausgesetzt, dass die Spannung des Dampfes bei allen Maschinen der gleichen Art einerlei Werth haben soll.

Die nominalen Pferdekräfte entsprechen denjenigen Dampfspannungen und Kolbengeschwindigkeiten, welche in den Tabellen angegeben sind.

286.

Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

(Spannung des Dampfes im Cylinder — 8330 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Cylinderdurchmesser	Geschwindigkeit des Kolbens per 1″ in Metern.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1″.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratm.	Steinkohlen per 1 Pferdekraft und per 1 Stunde.
1	14·5	2·70	0·89	68·2	200	1 : 40	3·5	13·0
2	22·0	2·60	0·90	47·2	190	1 : 54	2·7	9·0
3	26·0	2·54	0·92	41·8	180	1 : 64	2·34	8·1
4	30·0	2·50	0·95	38·0	176	1 : 70	2·14	7·4
6	36·8	2·45	0·98	32·6	176	1 : 82	1·83	6·3
8	41·8	2·40	1·00	30·0	171	1 : 94	1·59	5·5
10	45·9	2·38	1·03	28·3	166	1 : 97	1·55	5·3
12	49·3	2·35	1·05	27·2	158	1 : 100	1·51	5·2
14	52·5	2·34	1·06	25·9	154	1 : 102	1·49	5·1
16	55·0	2·32	1·08	25·4	148	1 : 103	1·47	5·0
18	57·8	2·30	1·10	24·8	146	1 : 104	1·45	5·0
20	60·0	2·30	1·11	24·1	144	1 : 105	1·43	4·9
24	65·0	2·25	1·14	23·4	141	1 : 106	1·42	4·9
28	69·4	2·25	1·16	22·2	137	1 : 107	1·40	4·8
32	73·8	2·20	1·19	22·0	132	1 : 108	1·39	4·8
36	78·0	2·18	1·20	21·2	131	1 : 109	1·38	4·7
40	81·5	2·14	1·22	21·0	130	1 : 110	1·37	4·7
45	85·5	2·10	1·23	20·6	129	1 : 111	1·36	4·6
50	90·0	2·05	1·25	20·3	127	1 : 111	1·35	4·6
55	93·2	2·05	1·27	20·0	124	1 : 112	1·34	4·6
60	96·8	2·00	1·29	20·0	123	1 : 112	1·33	4·6
65	100·0	2·00	1·30	19·5	120	1 : 113	1·33	4·6
70	103·3	2·00	1·31	19·0	119	1 : 113	1·33	4·6
75	106·2	2·00	1·32	18·6	118	1 : 113	1·32	4·6
80	109·0	2·00	1·33	18·3	117	1 : 113	1·32	4·6
85	112·0	2·00	1·34	17·9	116	1 : 113	1·32	4·6
90	114·5	2·00	1·36	17·8	115	1 : 114	1·32	4·5
95	117·0	2·00	1·37	17·6	114	1 : 114	1·31	4·5
100	120·0	2·00	1·38	17·3	113	1 : 114	1·31	4·5
110	125·0	2·00	1·39	17·0	113	1 : 114	1·31	4·5
120	129·4	2·00	1·41	16·7	112	1 : 115	1·31	4·5
130	133·5	2·00	1·43	16·3	112	1 : 115	1·30	4·5
140	137·8	2·00	1·45	15·8	111	1 : 115	1·30	4·5

287.

Watt'sche Niederdruckmaschinen.

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmet. 8330 Kilg.
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$
Geschwindigkeit des Kolbens in Metern . $v = 0{\cdot}46 + 0{\cdot}84\sqrt{D}$
Länge des Kolbenschubes . . . . $l = \frac{1}{7}(19 - 5D)D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle
per 1′ . . . . $n = 30\frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres . . . . . $= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle . . . . . $= \frac{1}{30}\,O$

$\frac{\text{Breite eines Kanals}}{\text{Höhe eines Kanals}}$	3	4	5	6
Breite	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe	0·094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}1\,D.$

Wegen Metalldicke des Cylinders, Dimensionen des Deckels und Abmessungen des Kolbens, siehe Nr. 104 und 108.

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe . . . . $= \frac{2}{3}\,D$
Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2}\,l$
Höhe der Ventilöffnungen an der Luftpumpe . $= 0{\cdot}15\,D$
Breite der Ventilöffnungen an der Luftpumpe . $= 0{\cdot}55\,D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden . $= 0{\cdot}07\,D$
Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte . . $= 0{\cdot}10\,D$
Volumen des Condensators = jenem der Luftpumpe
Durchmesser des Einspritzrohres . . . . $= 0{\cdot}08\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasser-
pumpe beschreibt . . . . $= 0{\cdot}004\,\frac{D^2\pi}{4}\,l$

		2	3	4
$\frac{\text{Kolbenschub des Dampfkolbens}}{\text{Kolbenschub der Warmwasserpumpe}}$	=	2	3	4
Durchmesser der Warmwasserpumpe	=	0.087 D	0·107 D	0·123 D
Durchmesser der Kolbenstange	=	0·03 D	0·032 D	0·037 D
		0·04 D	0·045 D	0·052 D

Kaltwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Kaltwasserpumpe beschreibt . . . . $= \frac{1}{20} \frac{D^2 \pi}{4} l$

Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2} l$

Durchmesser der Pumpe . . . . $= 0·316$ D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0·05$ D

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 0·8 D
„ „ „ an den Enden	= 0·3 D
Dicke der Höhenerve	= 0·05 D
Breite der oberen Nerve	= 0·10 D
Höhe der oberen Nerve	= 0·05 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen . .	= 0·18 D
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	= 0·10 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·5 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . .	= 0·07 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·5 D
Durchmesser der Zapfen für die Warmasserpumpe	= 0·04 D
„ „ „ „ „ Kaltwasserpumpe	= 0·06 D
„ „ „ der Axe des Balanciers	= 0·18 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . $= 3 l$

Höhe der Nerve in der Mitte . . . . $= \frac{1}{5} l$

Dicke einer Nerve . . . . $= \frac{1}{35} l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . . . $= \frac{1}{2} l$

Durchmesser des Kurbelzapfens . . $= 0{\cdot}15\,D$

Durchmesser der Kurbelwelle . . . $= 0{\cdot}30\,D = 0{\cdot}20 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ Met.

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 3{\cdot}5\,D$
Radiale Dimension des Ringes	$= 0{\cdot}49\,D$
Dicke des Schwungringes	$= 0{\cdot}24\,D$
Anzahl der Arme	$= 2\,(1 + 3{\cdot}5\,D)$
Höhe der Arme	$= 0{\cdot}24\,D$

Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators . . .	$= 0{\cdot}08\,D$
Durchmesser der Schwungkugeln	$= 0{\cdot}3\,D$
Länge eines Pendelarmes . . . . λ	$= D$
Anzahl der Umdrehungen des Regulators per 1′	$= 9{\cdot}54 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos. \alpha}}$

wobei in der Regel $\alpha = 30^\circ$ zu nehmen ist

Aufstellung der Maschine.

Durchmesser der Säulen unter dem Gebälk .	$= 0{\cdot}2\,D$
Höhe des Quergebälkes	$= 0{\cdot}36\,D$
Höhe der Quadersätze unter dem Cylinder und unter den Säulen	$= 4{\cdot}6\,D$
Breite dieser Quadersätze	$= 1{\cdot}4\,D$
Breite des Maschinenraumes	$= 4{\cdot}6\,D$
Länge des Maschinenraumes	$= 13{\cdot}5\,D$

288.

Hochdruckmaschinen **ohne** *Condensation* **ohne** *Expansion.*

(Spannung des Dampfes im Cylinder 35000.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Cylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd per 1''.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmet.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
2	11·7	2·68	0·707	67·8	54	1: 73	2·05	7·10
3	13·5	2·66	0·760	63·5	48	1: 81	1·85	6·42
4	15·1	2·64	0·810	60·9	44	1: 87	1·72	5·98
6	18·0	2·62	0·891	56·7	42	1: 92	1·63	5·65
8	20·0	2·61	0·930	53·4	39	1: 96	1·56	5·41
10	22·0	2·59	0·965	50·8	38	1:100	1·50	5·40
12	23·7	2·56	1·002	50·0	37	1:104	1·44	5·00
14	25·3	2·55	1·024	47·5	36	1:106	1·42	4·90
16	26·7	2·54	1·046	46·3	35	1:108	1·39	4·80
18	28·0	2·52	1·069	45·4	34	1:110	1·36	4·73
20	29·2	2·51	1·100	45·0	33	1:112	1·33	4·64
24	31·5	2·50	1·132	43·1	32	1:115	1·31	4·56
28	33·5	2·48	1·161	41·9	31	1:116	1·29	4·51
32	35·2	2·47	1·190	41·0	30	1:117	1·28	4·45
36	37·0	2·45	1·208	40·0	30	1:118	1·27	4·41
40	38·6	2·44	1·226	39·1	29	1:119	1·26	4·35
45	40·5	2·43	1·267	38·6	29	1:120	1·25	4·32
50	42·5	2·41	1·289	37·8	28	1:121	1·24	4·29
55	44·0	2·40	1·332	37·0	28	1:122	1·23	4·27
60	46·0	2·38	1·310	35·9	28	1:122	1·21	4·25
65	47·3	2·37	1·320	35·2	27	1:123	1·20	4·23
70	48·8	2·36	1·340	35·2	27	1:123	1·20	4·21
75	50·2	2·36	1·370	34·7	26	1:124	1·20	4·20
80	51·8	2·35	1·385	34·1	26	1:124	1·19	4·18
85	53·2	2·33	1·400	33·8	26	1:125	1·18	4·16
90	54·3	2·32	1·415	33·7	26	1:126	1·17	4·13
95	55·6	2·32	1·431	33·3	26	1:128	1·16	4·09
100	56·8	2·31	1·449	33·1	25	1:129	1·16	4·06
110	58·3	2·30	1·467	32·8	24	1:130	1·16	4·03
120	60·0	2·29	1·487	32·5	24	1:130	1·15	4·00
130	61·7	2·28	1·505	32·1	23	1:130	1·15	4·00
140	63·2	2·27	1·523	31·9	23	1:130	1·15	4·00

289.

Hochdruckmaschinen ohne *Expansion* ohne *Condensation.*

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter 35000

Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}045 + 0{\cdot}0556 \sqrt{N}$

Geschwindigkeit des Kolbens in Metern $v = 0{\cdot}017\,(1 + 10 \sqrt{D})$

Länge des Kolbenschubes in Metern . $l = (2{\cdot}8 - D)\,D$

Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1 Minute . . . . $n = 30 \cdot \frac{v}{l}$

Durchmesser des Dampfrohres . . . $= 0{\cdot}2\,D$

Querschnitt der Dampfkanäle . . . . $= \frac{1}{30}\,O$

$\frac{\text{Breite eines Kanals}}{\text{Höhe eines Kanals}} =$	3	4	5	6
Breite	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe	0·094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . $= 0{\cdot}18\,D$

Wegen Metalldicke des Cylinders, Abmessungen des Deckels und des Kolbens, siehe Nr. 104 und 108.

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasserpumpe beschreibt . . . . $= 0{\cdot}015\,\frac{D^2 \pi}{4}\,l$

Kolbenschub . . .	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
Durchmesser . . .	0·16 D	0·20 D	0·23 D

Der Balancier (in der Regel nicht vorhanden).

Länge des Balanciers . . . . $= 3\,l$

Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . . $= 1{\cdot}31\,D$

Höhe des Balanciers an den Enden . . . . . $= 0{\cdot}49\,D$

Dicke der Höhennerve . . . . $= 0{\cdot}082\,D$

Breite der oberen Nerve . . . . $= 0{\cdot}16\,D$

Höhe der oberen Nerve . . . . $= 0.082\,D$

Durchmesser der angegossenen Endzapfen . . $= 0{\cdot}28\,D$

Durchmesser der Zapfen an der Hülse . . . . $= 0{\cdot}2\,D$

Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers $= 0{\cdot}28\,D$

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . . . $= 3\,l$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn
von Gusseisen) . . . . $= \frac{1}{5}\,l$
Dicke dieser Nerve . . . . $= \frac{1}{35}\,l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . . $= \frac{1}{2}\,l$
Durchmesser des Kurbelzapfens . . $= 0{\cdot}23\,D$
Durchmesser der Kurbelwelle . . . $= 0{\cdot}47\,D = 0{\cdot}20\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ Met.

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . $= 4{\cdot}6\,D$
Radiale Dimension des Schwungringes $= 0{\cdot}65\,D$
Dicke des Schwungringes . . . . $= 0{\cdot}32\,D$
Anzahl der Arme . . . . $= 2\,(1 + 4{\cdot}6\,D)$
Höhe der Arme . . . . $= 0{\cdot}37\,D$

290.

Hochdruck-Maschinen **mit** *Expansion* **ohne** *Condensation.*

(Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder 35000.)

Pferdekraft der Maschinen.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1''.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmetern.	Steinkohlen per 1 Pferd per 1 Stunde.
1	12·8	2·68	0·750	65·8	135	1 : 87	1·72	5·9
2	16·7	2·63	0·850	58·1	110	1 : 100	1·50	4·9
3	19·2	2·61	0·891	53·3	99	1 : 114	1·31	4·6
4	21·7	2·58	0·940	50·4	93	1 : 120	1·23	4·3
6	25·1	2·57	1·000	46·5	82	1 : 127	1·15	4·1
8	28·2	2·55	1·069	44·5	78	1 : 135	1·11	3·9
10	30·7	2·50	1·099	42·9	72	1 : 139	1·07	3·7
12	32·8	2·48	1·130	41·7	70	1 : 144	1·04	3·6
14	34·7	2·47	1·160	40·6	68	1 : 147	1·02	3·5
16	36·6	2·44	1·190	40·0	66	1 : 149	1·00	3·5
18	38·3	2·43	1·217	39·2	64	1 : 151	0·99	3·4
20	40·0	2·42	1·245	38·5	63	1 : 153	0·98	3·4
24	42·8	2·40	1·278	37·3	61	1 : 156	0·97	3·3
28	45·0	2·39	1·310	36·5	59	1 : 160	0·96	3·3
32	47·7	2·37	1·341	35·6	57	1 : 161	0·95	3·3
36	50·0	2·34	1·372	35·1	55	1 : 162	0·94	3·2
40	52·6	2·33	1·401	34·3	54	1 : 163	0·93	3·2
45	55·3	2·31	1·431	33·6	53	1 : 165	0·92	3·2
50	58·0	2·30	1·459	32·8	52	1 : 167	0·91	3·1
55	60·2	2·29	1·487	32·4	50	1 : 168	0·90	3·1
60	62·8	2·27	1·493	31·4	50	1 : 169	0·89	3·1
65	64·7	2·25	1·500	30·9	49	1 : 170	0·88	3·1
70	67·0	2·22	1·500	30·2	49	1 : 170	0·88	3·0
75	69·3	2·21	1·500	29·3	49	1 : 171	0·88	3·0
80	71·5	2·20	1·500	28·6	49	1 : 171	0·87	3·0
85	73·6	2·19	1·500	27·9	49	1 : 172	0·87	3·0
90	75·7	2·17	1·500	27·4	49	1 : 172	0·87	3·0
95	77·6	2·16	1·500	26·9	49	1 : 173	0·87	3·0
100	79·5	2·15	1·500	26·3	49	1 : 173	0·86	3·0
110	82·8	2·13	1·500	25·5	49	1 : 174	0·86	3·0
120	86·2	2·10	1·500	24·8	49	1 : 175	0·86	3·0
130	89·3	2·09	1·500	24·1	49	1 : 176	0·85	3·0
140	92·8	2·08	1·500	23·3	49	1 : 177	0·85	3·0

291.

Hochdruckmaschinen mit *Expansion* ohne *Condensation.*

Cylinder.

Spannung des Dampfes im Cylinder . .	D = 35000
Absperrung nach $\frac{1}{3}$ des Schubes.	
Geschwindigkeit des Kolbens per 1″ in Metern	$v = 0{\cdot}17\,(1 + 10\sqrt{D})$
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern	$D = 0{\cdot}06 + 0{\cdot}074\sqrt{N}$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2{\cdot}8 - D)\,D$
Anzahl der Umdrehungen per 1′ . . .	$n = 30 \,.\, \frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}\,O$

Breite der Dampfkanäle	= 0·283 D,	0·331 D,	0·360 D,	0·400 D
Höhe der Dampfkanäle	= 0·094 D,	0·083 D,	0·072 D,	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}15\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenschub der Warmwasserpumpe .	$\frac{1}{2}\,l$,	$\frac{1}{3}\,l$,	$\frac{1}{4}\,l$,
Durchmesser der Pumpe	0·09 D,	0·12 D,	0·14 D.

Der Balancier (gewöhnlich nicht vorhanden).

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·31 D
Höhe des Balanciers an den Enden	= 0·49 D
Dicke der Höhennerve	= 0·08 D
Breite der oberen Nerve	= 0·16 D
Höhe der oberen Nerve	= 0·08 D
Durchmesser der angegossenen Endzapfen	= 0·28 D
Durchmesser der Zapfen an der Hülse	= 0·20 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·80 D
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers .	= 0·28 D

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . $= 3\,l$

Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen) . $= \frac{1}{5}\,l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . $= \frac{1}{2}\,l$

Durchmesser des Kurbelzapfens . . . . $= 0{\cdot}23\,D$

Durchmesser der Kurbelwelle . . . . $= 0{\cdot}37\,D$

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . . $= 4{\cdot}02\,D$

Radiale Dimensionen des Schwungringes . . . $= 0{\cdot}562\,D$

Breite des Ringes . . . . $= 0{\cdot}281\,D$

Anzahl der Radarme . . . . $= 2\,(1 + 4\,D)$

Höhe eines Armes . . . . $= 0{\cdot}30\,D$

292.

Mitteldruck-Maschinen mit *Expansion* mit *Condensation.*

(Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder 18643 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern per 1''.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratmetern.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1''.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmet.	Steinkohlen per 1 Pferd per 1 Stunde.
6	29·1	2·52	1·12	45·8	111	1 : 154	1·000	3·37
8	32·4	2·49	1·15	42·7	102	1 : 166	0·904	3·13
10	35·1	2·47	1·19	41·2	96	1 : 173	0·867	3·00
12	37·3	2·45	1·21	39·2	91	1 : 181	0·827	2·87
14	39·3	2·42	1·23	38·8	86	1 : 190	0·789	2·74
16	41·1	2·41	1·25	37·8	83	1 : 195	0·769	2·66
18	43·0	2·40	1·28	37·2	80	1 : 200	0·750	2·60
20	45·0	2·39	1·31	36·4	79	1 : 200	0·750	2·60
24	48·0	2·38	1·34	35·2	76	1 : 203	0·739	2·56
28	51·3	2·36	1·37	33·7	75	1 : 204	0·735	2·55
32	54·1	2·34	1·43	33·9	71	1 : 209	0·718	2·48
36	56·7	2·32	1·46	33·3	70	1 : 209	0·718	2·48
40	59·3	2·30	1·49	32·8	67	1 : 213	0·704	2·44
45	61·6	2·28	1·50	32·0	66	1 : 216	0·694	2·40
50	64·3	2·26	1·50	31·0	65	1 : 220	0·682	2·36
55	67·2	2·24	1·50	30·0	65	1 : 221	0·679	2·35
60	70·0	2·21	1·50	29·2	65	1 : 222	0·675	2·34
65	73·0	2·20	1·50	28·0	65	1 : 223	0·672	2·33
70	75·4	2·19	1·50	26·9	65	1 : 224	0·669	2·32
75	78·2	2·17	1·50	26·5	64	1 : 226	0·663	2·30
80	80·1	2·16	1·50	26·0	64	1 : 228	0·658	2·28
85	83·0	2·14	1·50	25·3	64	1 : 229	0·654	2·27
90	85·2	2·13	1·50	24·8	64	1 : 230	0·652	2·26
95	87·7	2·10	1·50	24·4	63	1 : 232	0·647	2·24
100	90·0	2·09	1·50	23·9	63	1 : 233	0·643	2·23
110	94·5	2·04	1·50	23·3	63	1 : 233	0·643	2·23
120	98·9	2·00	1·50	22·7	63	1 : 234	0·641	2 22
130	102·5	1·97	1·50	22·3	63	1 : 234	0·641	2·22
140	106·2	1·94	1·50	21·8	63	1 : 235	0·640	2·21

293.

Mitteldruck-Maschinen mit *1 Cylinder*, mit *Expansion*, mit *Condensation*.

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder . . . 18643

Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}082\,(1 + \sqrt{N})$

Absperrung bei $\frac{1}{3}$ des Schubes.

Geschwindigkeit des Kolbens in Metern . $v = 0{\cdot}17\,(1 + 10\,\sqrt{D})$

Länge des Kolbenschubes . . . . $l = (2{\cdot}8 - D)\,D$

Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′ . . . . $n = 30\,\frac{v}{l}$

Durchmesser des Dampfrohres . . . . . . $= 0{\cdot}2\,D$

Breite der Dampfkanäle . .	0·283 D	0·331 D	0·360 D	0·400 D
Höhe „ „ . .	0·094 D	0·083 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . . . $= 0{\cdot}14\,D$

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe . . . . $= 0{\cdot}54\,D$

Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2}\,l$

Höhe der Ventilöffnungen . . . . $= 0{\cdot}12\,D$

Breite der Ventilöffnungen. . . . . $= 0{\cdot}45\,D$

Durchmesser der Kolbenstange an den Enden . $= 0{\cdot}054\,D$

Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte . . $= 0{\cdot}082\,D$

Durchmesser des Einspritzrohres . . . . $= 0{\cdot}07\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenschub der Pumpe . . . . . =	$\frac{1}{2}\,l$	$\frac{1}{3}\,l$	$\frac{1}{4}\,l$
Durchmesser der Pumpe. . . . . =	0·071 D	0·087 D	0·100 D
„ „ Kolbenstange . . =	0·060 D	0·073 D	0·084 D

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2}\,l$

Durchmesser der Pumpe . . . . $= 0{\cdot}26\,D$

Durchmesser der Kolbenstange . . . . $= 0{\cdot}04\,D$

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·03 D
„ „ „ an den Enden	= 0·39 D
Dicke der Höhenerven	= 0·06 D
Breite der oberen Nerve	= 0·13 D
Höhe der oberen Nerve	= 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen . .	= 0·24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	= 0·14 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·80 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . .	= 0·06 D
„ „ „ an der Axe des Balancier	= 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 3 l
Höhe der Nerve in der Mitte	$= \frac{1}{5} l$
Dicke dieser Nerve	$= \frac{1}{35} l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2} l$
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·2 D
Durchmesser der Welle	= 0·38 D

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4·02 D
Radiale Dimension des Ringes	= 0·56 D
Breite des Ringes	= 0·28 D

Der Regulator.

Axe des Regulators	= 0·08 D
Durchmesser der Kugeln	= 0·30 D
Länge eines Pendelarmes	= D
Anzahl der Umdrehungen	$= 9{\cdot}54 \sqrt{\frac{g}{D \cos. \alpha}}$

294.

Woolf'sche Maschinen.

Vierfache Expansion. Spannung des Dampfes = 18000 Kilg.

Pferdekraft der Maschinen.	Durchmesser des		Querschnitt per Pferd des		Kolbenschub des		Umdrehung per 1 Minute.	Dampfmenge in Kilg. per 1'' per 1 Pferd.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd.	Steinkohlen in Klg. per 1 Pferd per 1 Stunde.
	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders.	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders.	kleineren Kolbens.	grösseren Kolbens.				
4	14·4	24·94	40·07	120·1	34 43	45·88	87·2	1 : 105	1·50	5·0
6	17·1	29·62	38·27	114·8	44·43	59·24	67·5	1 : 118	1·27	4·4
8	19·5	33·77	37·33	112·0	50·66	67·54	59·2	1 : 130	1·11	4 0
10	21·6	37·41	36·64	109·9	56·11	74·82	53·5	1 : 139	1·08	3·8
12	23·3	40·18	36·43	109·3	60·27	80·36	49·7	1 : 147	1·02	3·6
14	25·0	43·30	36·23	108·7	64·95	86·60	46·2	1 : 154	0·97	3·3
16	26·8	46·42	36·03	108·1	69·63	92·84	43·1	1 : 160	0·94	3·2
18	28·5	49·36	35·82	107·4	74·04	98·72	40·5	1 : 165	0·91	3·1
20	30·0	51·96	35·62	106·8	77·94	103·92	38·5	1 : 169	0·88	3·1
24	32·9	56·98	35·42	106·2	85·47	113·96	35·1	1 : 176	0·85	3·0
28	35·2	60·97	34·96	104·8	91·46	121·94	32·8	1 : 182	0·82	2·9
32	37·5	64·95	34·51	103·5	97·43	129·90	30·8	1 : 185	0·81	2·8
36	39·7	68·76	34·24	102·7	103·14	137·52	29·1	1 : 188	0·79	2·7
40	41·6	72·05	33·98	101·9	108·07	144·10	27·8	1 : 190	0·79	2·7
45	44·0	76·21	33·75	101·2	114·31	152·42	26·2	1 : 193	0·78	2·7
50	46·2	80·02	33·52	100·5	120·00	160·04	25·0	1 : 195	0·77	2·7
55	48·3	83·66	33·12	99·3	125·49	167·32	23·9	1 : 197	0·76	2·6
60	50·0	86·60	32·72	98·1	129·90	173·20	23·1	1 : 198	0·75	2 6
65	52·0	90·06	32·71	98·1	135·09	180·12	22·2	1 : 200	0·75	2·6
70	54·0	93·53	32·71	98·1	140·29	187·06	21·3	1 : 201	0·75	2·5
75	55·8	96·64	32·70	98·1	145·00	193·28	20·7	1 : 202	0·74	2·5
80	57·6	99·76	32·69	98·0	149·64	199·52	20·0	1 : 203	0·74	2·5
85	59·5	103·05	32·66	98·0	154·58	206·10	19·4	1 : 204	0·73	2·5
90	61·3	106·17	32·64	97·9	159·36	212·34	18·8	1 : 205	0·73	2·5
95	63·0	109·11	32·61	97·8	163·66	218·22	18·3	1 : 206	0·72	2·5
100	64·4	111·54	32·57	97·7	167·31	223·08	17·9	1 : 207	0·72	2·5

295.

Woolf'sche Maschinen mit *zwei Cylindern,* mit *vierfacher Expansion,* mit *Condensation.*

Die Cylinder.

Spannung des Dampfes im kleinen Cylinder	= 18000
Durchmesser des grossen Cylinders in Metern D	$= 0{\cdot}024 + 0{\cdot}11\sqrt{N}$
Durchmesser des kleineren Cylinders . . .	= 0·58 D
Geschwindigkeit des grossen Kolbens . . .	$= 1{\cdot}33^m$
Geschwindigkeit des kleinen Kolbens . . .	$= 1^m$
Kolbenschub des grossen Kolbens . . . l	= 2 D
Kolbenschub des kleinen Kolbens	$= \frac{3}{2}$ D
Durchmesser des Dampfrohres	= 0·12 D
Durchmesser der Kolbenstange des grossen Kolbens	= 0·11 D
Durchmesser der Kolbenstange des kleinen Kolbens	= 0·06 D
Dampfkanäle { Breite des grossen	= 0·32 D
Dampfkanäle { Breite des kleinen	= 0·11 D
Dampfkanäle { gemeinschaftliche Höhe . .	= 0·08 D
Durchmesser des Rohres für das Entweichen	= 0·2 D
Durchmesser des Communicationsrohres zwischen den Dampfkammern	= 0·14 D

Condensator.

Durchmesser der Luftpumpe	= 0·5 D
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}$ l
Höhe der Ventilöffnungen	= 0·11 D
Breite dieser Oeffnungen	= 0·41 D
Durchmesser der Kolbenstange	= 0·05 D
Volumen des Condensators	$= \frac{1}{8} \frac{D^2 \pi}{4} . l$
Durchmesser des Einspritzrohres	= 0·07 D

Warmwasser-Pumpe.

Länge des Kolbenschubes	$\frac{1}{3}$ l	$\frac{1}{4}$ l
Durchmesser der Pumpe	0·10 D	0·12 D

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenschub	$= \frac{1}{2}$ l
Durchmesser der Pumpe	= 0·24 D

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 6·56 D
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·03 D
Höhe des Balanciers an den Enden	= 0·38 D
Dicke der Höhennerve	= 0·06 D
Breite der oberen Nerve	= 0·13 D
Höhe dieser Nerve	= 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen	= 0·24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	= 0·14 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·70 D
Durchmesser der Zapfen für den kleinen Kolben	= 0·10 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	= 0·06 D
Durchmesser der Zapfen der Axe des Balanciers	= 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·65 D
Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe	= 0·05 D
Durchmesser der Zapfen für die Kaltwasserpumpe	= 0·06 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 6 D
Höhe der Nerve in der Mitte	= 0·4 D
Dicke dieser Nerve	= 0·06 D

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	= D
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·2 D
Durchmesser der Welle	= 0·35 D

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4·02 D
Radiale Dimension des Schwungringes	= 0·56 D
Breite des Ringes	= 0·28 D



Der Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators . . .	$= 0{\cdot}08$ D
Durchmesser der Schwungkugel	$= 0{\cdot}3$ D
Länge eines Pendelarmes	$=$ D
Anzahl der Umdrehungen per 1′	$= 9{\cdot}54 \sqrt{\frac{g}{D \cos. \alpha}}$
Durchmesser der Steuerungswelle	$= 0{\cdot}08$ D
Entfernung der Tragsäulen unter dem Balancier	$= 1{\cdot}65$ D
Durchmesser dieser Säulen	$= 0{\cdot}22$ D
Höhe des Quergebälkes	$= 0{\cdot}33$ D

Windmühlenräder.

296.

Regeln für die wesentlichsten Constructionsverhältnisse.

Nennt man:

V die Geschwindigkeit des Windes in Metern;

n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades, welche der Geschwindigkeit V entspricht;

O die Oberfläche eines der vier Flügel des Rades;

α den Winkel, den eine in der Entfernung r von der Axe befindliche Quersprosse eines Flügels mit der Richtung des Windes bilden soll;

N das Maximum des Nutzeffectes in Pferdekräften;

so hat man zur Bestimmung dieser Grössen folgende Resultate:

a) vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrads per 1 Minute:

$$n = 1{\cdot}85\,V$$

b) Vortheilhafteste Stellung einer Flügelsprosse:

$$\text{tang.}\,\alpha = 0{\cdot}29\,r + \sqrt{0{\cdot}084\,r^2 + 2}$$

Diese Gleichung gibt folgende Resultate:

r =	1^m	2^m	3^m	4^m	5^m	6^m
α =	60^0	$64^0 + 39'$	$68^0 + 27'$	$71^0 + 30'$	$73^0 + 57'$	$75^0 + 24'$
r =	7^m	8^m	9^m	10^m	11^m	12^m
α =	$77^0 + 29'$	$78^0 + 48'$	$79^0 + 50'$	$80^0 + 44'$	$81^0 + 29'$	$82^0 + 8'$

c) Effect des Flügelrades in Pferdekräften:

$$N = \frac{OV^3}{577}$$

Die vorherrschende Geschwindigkeit des Windes ist für die meisten Gegenden V = 6 bis 7 Meter, und für diese Geschwindigkeit ist die Maschine einzurichten. Die Dimensionen der Flügel bei den besseren und grösseren Windmühlen sind gewöhnlich:

Entfernung der innersten Sprosse von der Axe . . = 2^m
" " äussersten " " " " . . = 10^m
Breite eines Flügels . . . . = 2^m
Oberfläche eines Flügels . . . . = 16^m

und dann wird:

Winkel der innersten Sprosse mit der Windrichtung = $64^0 + 39'$
" " äussersten " " " " = $80^0 + 44'$
Umdrehungen des Flügelrades per 1' { für V = 6 n = 11·2 / für V = 7 n = 12·9 }
Effekt in Pferdekräften . . . . . { für V = 6 N = 6 / für V = 7 N = 9·5 }

297.

Thierische Kräfte.

Die Wirkung, welche Menschen oder Thiere ohne Nachtheil für ihre Gesundheit bei andauernder Thätigkeit zu entwickeln vermögen, fällt am grössten aus, wenn sie einen gewissen Widerstand K Klg. mit einer gewissen Geschwindigkeit C Meter per 1" innerhalb 24 Stunden während einer gewissen Arbeitszeit von T Stunden überwinden, und diese grösste tägliche Wirkung W beträgt 3600 K C T Klgmet., oder es ist:

$$W = 3600\,K\,C\,T \text{ Klgmet.}$$

Die für die tägliche Leistung vortheilhaftesten Werthe von K C T richten sich theils nach dem Individuum, theils nach der Art seiner Thätigkeit, und sind in folgender Tabelle für Individuen von mittlerer Stärke und für verschiedene Arten ihrer Thätigkeit zusammengestellt. Dabei ist eine mittlere tägliche Arbeitszeit von T = 8 Stunden in Anschlag gebracht.



Indiv.	Gewicht.	Maschine.	K	C	KC
	Kilg		Kilg.	Meter	Klgmt
Mensch	70	ohne Maschine . . .	14	0·8	11
		am Hebel.	5	1·1	5·5
		an der Kurbel . . .	8	0·8	6·4
		am Göpel	12	0·6	7·2
		am Tretrad	12	0·7	8·4
		24° Ansteigen am Steigrad. . . .	60	0·2	12
Pferd	280	ohne Maschine . . .	56	1·3	73
		am Göpel	44	0·9	40
Ochse	280	ohne Maschine . . .	60	0·8	48
		am Göpel	65	0·6	39
Maulesel	234	ohne Maschine . . .	47	1·1	52
		am Göpel	30	0·9	27
Esel	168	ohne Maschine . . .	37	0·8	30
		am Göpel	14	0·8	11

Beträgt die tägliche Arbeitszeit Z Stunden und erfolgt die Thätigkeit in jeder Sekunde der Arbeitszeit mit V Meter Geschwindigkeit, so findet man den Widerstand, welchen ein lebender Motor zu überwinden vermag, annähernd durch folgenden von *Gerstner* aufgestellten Ausdruck:

$$P = \left(2 - \frac{V}{C}\right)\left(2 - \frac{Z}{T}\right) K$$

und die tägliche Wirkung ist dann:

$$W = 3600\ P V Z$$

Erfolgt die Thätigkeit mit der mittlern Geschwindigkeit C und nur während kürzerer Zeitintervallen, auf welche Ruhe-Pausen folgen, so darf man V = C und Z = O in Rechnung bringen, und dann beträgt der Widerstand:

$$P = 2 K \text{ Kilg.}$$

Um den grössten Widerstand zu finden, der nur mit sehr kleiner Geschwindigkeit und während eines Tages nur durch eine kurze Arbeitszeit überwunden werden kann, darf man V = o und Z = 0 in Rechnung bringen, und dann findet man:

$$P_{max.} = 4 K$$

ZEHNTER ABSCHNITT.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke.

298.

Widerstandscoeffizienten für verschiedene Fuhrwerke.

Die folgende Tabelle gibt die Widerstandscoeffizienten, welche Morin durch zahlreiche Versuche mit verscsiedenen Fnhrwerken und auf verschiedenen Bahnen gefunden hat. In den Ueberschriften bedeutet:

b die Felgenbreite der Räder;
r_1 r_2 die Halbmesser der Hinter- und Vorderräder,
ρ den Halbmesser der Axen, auf welchen sich die Räder drehen.

Beschaffenheit der *Bahn*.	Verhältniss de		
	Lafetten und Artillerie-karren. $b = 0.10$ bis $b = 0.12$ $r_1 = r_2 = 0.78$ $\rho = 0.038$	Artillerie-wagen. $b = 0.07$ bis $b = 0.075$ $r_1 = 0.575$ $r_2 = 0.780$ $\rho = 0.038$	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen. $b = 0.06$ bis $b = 0.07$ $r_1 = 0.625$ $r_2 = 0.725$ $\rho = 0.027$
Erddamm, sehr gut, beinahe trocken	$\frac{1}{34.8}$	$\frac{1}{30.1}$	$\frac{1}{31.0}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·03 bis 0m·04 Dicke	$\frac{1}{13.6}$	$\frac{1}{11.8}$	$\frac{1}{11.9}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·05 bis 0m·06 Dicke	$\frac{1}{11.6}$	$\frac{1}{10.1}$	$\frac{1}{10.1}$
Fester Boden, auf 0m·10 bis 0m·15 Höhe mit Kies bedeckt, oder neue Strasse	$\frac{1}{10.8}$	$\frac{1}{9.3}$	$\frac{1}{9.4}$
Strasse mit nicht gebahntem Schnee bedeckt	$\frac{1}{18.4}$	$\frac{1}{16.0}$	$\frac{1}{16.2}$
Fester Boden mit einer Sandschichte bedeckt, dem Kiesel von 0m·10 bis 0m·15 Dicke beigemengt sind	$\frac{1}{10.2}$	$\frac{1}{8.1}$	$\frac{1}{8.9}$
Schotterstrasse. In sehr gutem Stand, sehr trocken und eben	Schritt $\frac{1}{62.7}$ Trab $\frac{1}{50.5}$	$\frac{1}{54.3}$	$\frac{1}{57.5}$
Schotterstrasse. Ein wenig feucht oder mit Staub bedeckt, mit einigen freiliegenden Schotterstücken	$\frac{1}{44.8}$	$\frac{1}{38.7}$	$\frac{1}{40.3}$
Schotterstrasse. Sehr hart, mit groben Schottern, nass	$\frac{1}{54.1}$	$\frac{1}{46.8}$	$\frac{1}{49.1}$
Schotterstrasse. Hart, mit leichten Geleisen und weichem Schlamm	$\frac{1}{34.8}$	$\frac{1}{30.1}$	$\frac{1}{31.0}$
Schotterstrasse. Hart, mit Geleisen und Koth	$\frac{1}{28.5}$	$\frac{1}{24.6}$	$\frac{1}{25.2}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}450$ $r_2 = 0{\cdot}750$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}55$ $r_2 = 0{\cdot}85$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}80$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 1{\cdot}00$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $0{\cdot}12$ $r_1 + r_2 = 1{\cdot}15$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}07$ bis $0{\cdot}08$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}70$ $\varrho = 0{\cdot}027$
$\frac{1}{27{\cdot}3}$	$\frac{1}{31{\cdot}7}$	$\frac{1}{86{\cdot}3}$	$\frac{1}{45{\cdot}4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26{\cdot}4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26{\cdot}4}$
$\frac{1}{10{\cdot}5}$	$\frac{1}{12{\cdot}8}$	$\frac{1}{14{\cdot}0}$	$\frac{1}{17{\cdot}5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10{\cdot}1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10{\cdot}1}$
$\frac{1}{8{\cdot}9}$	$\frac{1}{10{\cdot}4}$	$\frac{1}{11{\cdot}9}$	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}6}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}6}$
$\frac{1}{8{\cdot}3}$	$\frac{1}{9{\cdot}7}$	$\frac{1}{11{\cdot}1}$	$\frac{1}{13{\cdot}9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}0}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8{\cdot}0}$
$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{16{\cdot}7}$	$\frac{1}{19{\cdot}0}$	$\frac{1}{23{\cdot}8}$	$\frac{1}{13{\cdot}7}$	
$\frac{1}{7{\cdot}9}$	$\frac{1}{9{\cdot}2}$	$\frac{1}{10{\cdot}5}$	$\frac{1}{13{\cdot}1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{7{\cdot}5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{6{\cdot}9}$
				Schritt $\frac{1}{47{\cdot}6}$	Schritt $\frac{1}{49}$
$\frac{1}{49{\cdot}9}$	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66{\cdot}2}$	$\frac{1}{82{\cdot}8}$	Trab $\frac{1}{40{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$
				scharfer Trab $\frac{1}{39{\cdot}7}$	scharfer Trab $\frac{1}{40{\cdot}6}$
				Schritt $\frac{1}{33{\cdot}7}$	Schritt $\frac{1}{34{\cdot}3}$
$\frac{1}{35{\cdot}2}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47{\cdot}0}$	$\frac{1}{58{\cdot}6}$	Trab $\frac{1}{26{\cdot}8}$	Trab $\frac{1}{27{\cdot}2}$
				scharfer Trab $\frac{1}{24{\cdot}3}$	scharfer Trab $\frac{1}{24{\cdot}6}$
				Schritt $\frac{1}{40{\cdot}8}$	Schritt $\frac{1}{41{\cdot}8}$
$\frac{1}{42{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}8}$	$\frac{1}{56{\cdot}9}$	$\frac{1}{71{\cdot}0}$	Trab $\frac{1}{26{\cdot}5}$	Trab $\frac{1}{27}$
				scharfer Trab $\frac{1}{22{\cdot}6}$	scharfer Trab $\frac{1}{22{\cdot}8}$
				Schritt $\frac{1}{26{\cdot}1}$	Schritt $\frac{1}{26{\cdot}4}$
$\frac{1}{27{\cdot}2}$	$\frac{1}{31{\cdot}7}$	$\frac{1}{36{\cdot}2}$	$\frac{1}{45{\cdot}2}$	Trab $\frac{1}{21{\cdot}7}$	Trab $\frac{1}{22}$
				scharfer Trab $\frac{1}{20{\cdot}0}$	scharfer Trab $\frac{1}{20{\cdot}3}$
				Schritt $\frac{1}{21{\cdot}0}$	Schritt $\frac{1}{21{\cdot}5}$
$\frac{1}{22{\cdot}2}$	$\frac{1}{25{\cdot}8}$	$\frac{1}{29{\cdot}5}$	$\frac{1}{36{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{18{\cdot}5}$	Trab $\frac{1}{18{\cdot}5}$
				scharfer Trab $\frac{1}{17{\cdot}2}$	scharfer Trab $\frac{1}{17{\cdot}2}$



Beschaffenheit der *Bahn.*		Verhältniss des		
		Lafetten und Artillerie-karren.	Artillerie-wagen.	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen.
		b = 0·10 bis b = 0·12 $r_1 = r_2 = 0·78$ $\varrho = 0·038$	b = 0·07 bis b = 0·075 $r_1 = 0·575$ $r_2 = 0·780$ $\varrho = 0·038$	b = 0·06 bis b = 0·07 $r_1 = 0·625$ $r_2 = 0·725$ $\varrho = 0·027$
Schotterstrasse.	Sehr verfahren, mit dickem Kothe . .	$\frac{1}{24·1}$	$\frac{1}{20·8}$	$\frac{1}{21·3}$
	Sehr aufgerissen, mit Geleisen von 0m·06 bis 0m·08 Tiefe und dickem Kothe .	$\frac{1}{18·4}$	$\frac{1}{15·9}$	$\frac{1}{16·2}$
	Sehr schlecht, tiefe Geleise von 0m·10 bis 0m·12, dicker Koth, der Grund hart und rauh	$\frac{1}{16·5}$	$\frac{1}{14·3}$	$\frac{1}{14·4}$
Sehr gutes Metzer Pflaster (Sierker Sandstein)		$\frac{1}{80·9}$	$\frac{1}{70·0}$	$\frac{1}{75·5}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau	Gewöhnlich trocken	$\frac{1}{75·7}$	$\frac{1}{64·6}$	$\frac{1}{69·2}$
	Ebenso	$\frac{1}{74·7}$	$\frac{1}{64·6}$	$\frac{1}{69·2}$
	Gewöhnlicher Zustand, nass und mit Koth bedeckt	$\frac{1}{58·1}$	$\frac{1}{50·3}$	$\frac{1}{52·9}$
Brückenbahn von Holz.		$\frac{1}{54·1}$	$\frac{1}{46·8}$	$\frac{1}{49·1}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.		Wagen mit aufgehängten Sitzen.	
$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·450$ $r_2 = 0·750$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·55$ $r_2 = 0·85$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·80$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 1·00$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $0·12$ $r_1 + r_2 = 1·15$ $\varrho = 0·032$		$b = 0·07$ bis $0·08$ $r_1 = 0·45$ $r_2 = 0·70$ $\varrho = 0·027$	
				Schritt	$\frac{1}{17·9}$	Schritt	$\frac{1}{18·1}$
$\frac{1}{18·7}$	$\frac{1}{21·8}$	$\frac{1}{24·9}$	$\frac{1}{31·1}$	Trab	$\frac{1}{15·8}$	Trab	$\frac{1}{15·9}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{14·9}$	scharfer Trab	$\frac{1}{15·0}$
				Schritt	$\frac{1}{13·7}$	Schritt	$\frac{1}{13·8}$
$\frac{1}{14·3}$	$\frac{1}{16·7}$	$\frac{1}{19·0}$	$\frac{1}{23·8}$	Trab	$\frac{1}{12·4}$	Trab	$\frac{1}{12·5}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{11·8}$	scharfer Trab	$\frac{1}{11·9}$
$\frac{1}{12·7}$	$\frac{1}{14·9}$	$\frac{1}{17·0}$	$\frac{1}{21·2}$	Schritt	$\frac{1}{12·2}$	Schritt	$\frac{1}{12·3}$
				Trab	$\frac{1}{10·5}$	Trab	$\frac{1}{9·9}$
				Schritt	$\frac{1}{62·0}$	Schritt	$\frac{1}{64·2}$
$\frac{1}{64·7}$	$\frac{1}{75·5}$	$\frac{1}{86·3}$	$\frac{1}{107·9}$	Trab	$\frac{1}{42·0}$	Trab	$\frac{1}{43·0}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{36·2}$	scharfer Trab	$\frac{1}{37·0}$
				Schritt	$\frac{1}{57·1}$	Schritt	$\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59·6}$	$\frac{1}{69·5}$	$\frac{1}{79·9}$	$\frac{1}{99·9}$	Trab	$\frac{1}{38·1}$	Trab	$\frac{1}{39}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{32·7}$	scharfer Trab	$\frac{1}{33·3}$
				Schritt	$\frac{1}{57·1}$	Schritt	$\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59·6}$	$\frac{1}{69·5}$	$\frac{1}{79·9}$	$\frac{1}{99·9}$	Trab	$\frac{1}{40·9}$	Trab	$\frac{1}{41·8}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{35·8}$	scharfer Trab	$\frac{1}{36·5}$
				Schritt	$\frac{1}{44·0}$	Schritt	$\frac{1}{45·1}$
$\frac{1}{46·0}$	$\frac{1}{53·5}$	$\frac{1}{61·2}$	$\frac{1}{76·5}$	Trab	$\frac{1}{32·9}$	Trab	$\frac{1}{33·5}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{29·2}$	scharfer Trab	$\frac{1}{29·8}$
$\frac{1}{42·8}$	$\frac{1}{49·8}$	$\frac{1}{69}$	$\frac{1}{71}$	Schritt u. Trab	$\frac{1}{40·8}$	Schritt u. Trab	$\frac{1}{41·8}$



Lokomotive.

299.

Fahrgeschwindigkeit.

Der Berechnung von neu zu erbauenden Lokomotiven darf man in der Regel folgende Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde legen.

Benennung der Züge.	Fahrgeschwindigkeit in Metern in 1 Sekunde.
Schnellzüge	16 bis 20
Gewöhnliche Personenzüge . .	12 „ 16
Güterzüge	8 „ 12
Berglokomotive.	5 „ 6

Nennt man V die Geschwindigkeit eines Zuges in Metern und in 1 Sekunde, so ist die Geschwindigkeit eines Zuges:

1) in deutschen Meilen (zu 7·420 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·485 V
2) in österreichischen Meilen (zu 7·586 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·475 V
3) in preussischen Meilen (zu 7·533 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·478 V
4) in Kilometern in der Stunde . . . . 3·600 V
5) in englischen Meilen (zu 1·631 Kilometern) in der Stunde . . . . 2·208 V

300.

Das Traingewicht.

Für neu zu erbauende Lokomotive dürfen in der Regel folgende Traingewichte in Rechnung gebracht werden:

a) wenn die stärksten Steigungen der Bahn nicht mehr als $^1/_{150}$ betragen, und die kleinsten Krümmungshalbmesser nicht unter 200 Meter sind:

Art des Zuges.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.
Personen-Schnellzüge	50 bis 100
Gewöhnliche Schnellzüge . .	100 „ 150
Güterzüge	150 „ 300

b) wenn die stärksten Steigungen mehr als $^1/_{150}$ und bis $^1/_{40}$ betragen, wird man in der Regel das Gewicht des Trains nicht grösser als 150 Tonnen annehmen dürfen.

301.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und ihrer normalen Zugkraft.

Nennt man:

W den in Kilogrammen ausgedrückten normalen, totalen Widerstand des Trains, den die Lokomotive bei einer nicht zu hohen Dampfspannung zu überwinden im Stande sein soll. In W sind also alle Widerstände enthalten, welche durch die Differenz der Pressungen gegen die beiden Seiten der Kolben überwunden werden müssen;
L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen;
V die Fahrgeschwindigkeit des Trains in Metern und in der Sekunde;

so ist annähernd:

$$\frac{W}{L} = \frac{500 + 22\,V}{V}$$

Diese Formel gibt:

für V =	5	6	8	10	12	14
$\frac{W}{L}$ =	140	120	96	81	71	64

302.

Der Totalwiderstand eines Trains auf einer geraden Bahnstrecke.

Nennt man:

T das in Tonnen ausgedrückte Gewicht aller Wagen, die von der Lokomotive fortgezogen werden, mit Einschluss ihrer Belastung;
L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotike mit Wasserfüllung;
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern und in einer Sekunde;
α den Winkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigungen;
F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter);

f die Stirnfläche jedes Bahnwagens in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 4 Quadratmeter);
i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuschaffenden Wagen;
W den in Kilg. ausgedrückten Totalwiderstand des Trains auf einer geraden Bahnstrecke;

so hat man zur Berechnung von W folgenden Ausdruck:

$$W = \frac{(3\cdot11 + 0\cdot077\,V + 1162\,\sin.\alpha)\,T + 0\cdot0704\left(F + \frac{1}{4}\,i\,f\right)V^2}{1 - (7\cdot25 + 0\cdot577\,V + 1162\,\sin.\alpha)\,\frac{L}{W}}$$

Der Werth von $\frac{L}{W}$ wird durch die Regel Nr. 301 bestimmt.

303.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und dem Druck aller Triebräder gegen die Bahn.

Nennt man:
L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung;
L_1 den in Tonnen ausgedrückten Druck aller Triebräder gegen die Bahn;
V die in Metern ausgedrückte Fahrgeschwindigkeit in einer Sekunde;
f den Reibungs-Coeffizienten der Räder auf den Schienen;
so ist:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{1}{909\,f}\;\frac{590 + 22\,V}{V}$$

Die Werthe von f sind:

bei trockener Witterung, die Schienen leicht bestaubt $f = \frac{1}{3}$

bei gewöhnlicher Witterung . . . . $f = \frac{1}{6}$

bei Schnee und Regenwetter . . . . $f = \frac{1}{10}$

Der Berechnung einer zu konstruirenden Lokomotive darf man den Werth $f = \frac{1}{8}$ zu Grunde legen, und dann findet man aus obigem Ausdruck:

für V =	14	11	8·6	6·7	4·6 Meter
$\frac{L_1}{L}$ =	0·44	0·5	0·6	0·73	1·0

Bei den gegenwärtig in Gebrauch befindlichen Lokomotiven sind die Werthe von $\frac{L_1}{L}$:

a) Personenlokomotive von *Stephenson* mit 2 mittleren Triebrädern . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}44$

b) Personenlokomotive von *Crampton* . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}50$

c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}60$

d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer . . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}73$

e) Güterlokomotive, sämmtliche Räder gekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1$

Hieraus sieht man, dass das System der Triebräder durch die Fahrgeschwindigkeit bestimmt wird.

304.

Durchmesser der Triebräder.

Nennt man:

V die Geschwindigkeit in Metern und in der Sekunde;
D den Durchmesser eines Triebrades in Metern;
s die Zusammendrückung der Federn durch deren Belastung. Gewöhnlich ist $s = 0{\cdot}04$ bis $0{\cdot}05$ Meter;
$g = 9{\cdot}808$ die Beschleunigung durch die Schwere;
so hat man die Regel, dass der Durchmesser der Triebräder:

$$\text{nie kleiner als } 2{\cdot}73\, V \sqrt{\frac{s}{g}}, \text{ aber}$$

$$\text{nie grösser als } 3{\cdot}46\, V \sqrt{\frac{s}{g}}$$

genommen werden soll. Nimmt man $s = 0{\cdot}04$ Meter, so werden diese Grenzen $0{\cdot}174\, V$ und $0{\cdot}22\, V$ und dann findet man:

für V =	5	6	8	10	12	14 Meter
$D_{min.}$ =	0·87	1·04	1·39	1.74	2·08	2·44 „
$D_{max.}$ =	1·10	1·32	1·76	2·2	2·64	3·08 „

305.

Anzahl der Triebräder.

Es sei:
L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen:
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern, in einer Sekunde;
f der Reibungs-Coeffizient für die Räder anf der Bahn;
i die Anzahl der Triebräder der Lokomotive;
so ist:

$$i = \frac{0{\cdot}48}{909\,f}\,\frac{550 + 22\,V}{V\sqrt{V}}\,L$$

Setzt man $f = \frac{1}{6}$, so folgt aus diesem Ausdruck:

für $V =$	5	6	8	10	12	14
$\frac{i}{L} =$	0·20	0·16	0·11	0·08	0·07	0·06

306.

Druck eines Rades gegen die Bahn.

Nennt man:
D den Durchmesser eines Rades in Metern;
𝔓 den Druck in Tonnen, welchen das Rad gegen die Bahn ausüben darf, damit weder die Bahn, noch der Radkranz zu stark angegegriffen wird, so hat man:

$$\mathfrak{P} = 5\sqrt{D}$$

307.

Durchmesser und Anzahl der Laufräder.

Für Laufräder gelten folgende Regeln:

Durchmesser eines Laufrades ungefähr 1 Meter;
Druck eines Laufrades gegen die Bahn höchstens 5 Tonnen;
Anzahl der Laufräder wenigstens $= \frac{L - L_1}{5}$;

wobei L das Gewicht der Lokomotive in Tonnen, L_1 die Summe der Pressungen aller Triebräder gegen die Bahn in Tonnen bedeutet.

308.

Bauart der Lokomotive.

Hinsichtlich der Bauart sind folgende Anordnungen zu empfehlen:

A) Für Personen- und Schnellzüge.

I. Die Lokomotive von *Crampton* ohne Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Statt der gegen den Rahmenbau unveränderlich gelagerten Laufwerke, einen um einen vertikalen Zapfen drehbaren vierräderigen Laufwagen. 2) Eine richtige, d. h. eine solche Lagerung der Dampfcylinder, dass die mittlere Position der Gleitstücke genau in die quer durch den Schwerpunkt gehende Vertikalebene fällt. 3) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen. 4) Einen Kessel von einfacher Form mit möglichst grossem Querschnitt und ohne Dom. 5) Eine richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive.

II. Die Lokomotive mit Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderuugen: 1) Einen um einen Vertikalzapfen drehbaren vierräderigen Laufwagen. 2) Aussen liegende Cylinder, denn wenn eine Blindaxe vorhanden ist, verursacht die äussere Lage der Cylinder weder ein Wanken noch ein Wogen, und hinsichtlich des Nickens ist es gleichgültig, ob die Cylinder aussen oder innen liegen. Die äussere Lage der Cylinder gewährt aber den Vortheil, dass die Blindaxe keine innern, sondern nur äussere Kurbeln erhält und dass sie nicht auf Torsion in Anspruch genommen wird. Die Cylinder können, wenn eine Blindaxe angewendet wird, ohne Nachtheil nach vornehin neben die Rauchkammer gelegt werden.

III. Die Lokomotive mit Schleifenbewegung, welche weder ein Wanken noch ein Wogen, sondern nur ein schwaches Nicken verursacht.

B) Für leichtere Güterzüge

ist zu empfehlen: Die im wesentlichen nach dem System von *Norris* erbaute Lokomotive der würtembergischen Eisenbahn, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die Cylinder weiter zurücklegen, so dass die mittlere Position der Gleitstücke in die durch den Schwerpunkt gehende vertikale Querebene fällt. 2) Die hinteren Triebräder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Einen Kessel von einfacher Form mit grossem Querschnitt und ohne Dom anwenden. 4) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen anwenden.

C) Für starke Güterzüge

ist zu empfehlen: die Alplokomotive, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die hinteren Triebräder vermittelst Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 2) Die mittlere Triebaxe schwächer als die beiden andern Axen belasten, daher auch die Federn der mittleren Axe weniger starr machen, als die Federn der beiden andern Axen. 3) Jedes Rad mit einer besonderen von den übrigen Federn unabhängigen Feder versehen. 4) Eine richtige Balancirung der Massen anwenden.

309.

Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens mit parallelen Axen und Geleiserweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt;

tang. α die Conizität der Räder eines vierrädrigen Wagens, d. h. die Tangente des Winkels, den die Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet;

r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, d. h. den Halbmesser desjenigen Kreises, dessen Punkte mit der Bahn in Berührung kommen, wenn ein Wagen auf einer geraden Strecke in seiner mittleren Stellung auf der Bahn fortlauft;

2e die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke;

$2e + 2\sigma$ die Spurweite der Bahn in der stärksten Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R entspricht;

R_1 den Halbmesser irgend einer von den Bahnkrümungen, die auf der zu befahrenden Bahn vorkommen;

$2e + 2\sigma_1$ die Spurweite in der Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R_1 entspricht.

Diess vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von tang. α und σ_1 folgende Gleichungen:

$$\text{tang. } \alpha = \frac{r\,e}{R\,\sigma}$$

$$\sigma_1 = \sigma \frac{R}{R_1}$$

Die stärkste Geleiserweiterung 2σ darf nicht mehr als 0·03 Meter betragen; es ist daher zu setzen:

$$\sigma = 0{\cdot}015 \text{ Meter.}$$

310.

Conizität der Räder eines Wagens mit mehr als zwei Axen.

Die Conizitäten der Vorder- und Hinterräder eines Wagens mit mehr als 2 Axen sind nach der vorhergehenden Regel zu bestimmen; zur Bestimmung der Conizität der Räder eines der übrigen Laufwerke hat man folgende Regel zu befolgen.

Nennt man:

$2\,\Delta$ den Abstand der vordersten Axe des Wagens von der hintersten;
δ die Entfernung der Axe eines inneren Laufwerkes von der hinteren Axe des Wagens;
$2\,e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke;
R den Halbmesser der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung;
$2\,\sigma$ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung;
r_1 den Halbmesser des mittleren Laufkreises des Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll;
$\tang \alpha_1$ die Conizität dieses inneren Laufwerkes;

so hat man annähernd:

$$\operatorname{tang} \alpha_1 = \frac{2\,r\,e}{\Delta^2 - (\Delta - \delta)^2 - 2\,R\,\sigma}$$

Fällt der Werth von $\operatorname{tang} \alpha_1$ positiv aus, so ist die Conizität des inneren Laufwerkes jener der äusseren Laufwerke entgegengesetzt. Fällt $\operatorname{tang} \alpha_1$ negativ aus, so sind die Conizitäten aller Laufwerke in dem gleichen Sinne zu nehmen.

311.

Kolbengeschwindigkeit und Länge des Kolbenschubes.

Die Kolbengeschwindigkeit v ist bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$v = 2{\cdot}3 \text{ Meter.}$$

Die Kolbenschublänge l ist ebenfalls bei allen Lokomotiven nahe eine Constante und beträgt:

$$l = 0{\cdot}63 \text{ Meter.}$$



312.

Schubstangen-Länge.

Nennt man:

D den Durchmesser eines Triebrades;

2e die Horizontaldistanz der Cylindermittel;

l_1 die Länge der Schubstange;

so hat man die Regel, dass die Länge einer Schubstange nie kleiner als:

$$l_1 = (1{\cdot}9 + 0{\cdot}41\,D)\,e \text{ Meter}$$

und jederzeit so lang gemacht werden soll, als es die Bauart der Lokomotive erlaubt.

313.

Spannung des Dampfes in den Cylindern.

Man darf als Regel aufstellen, dass die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter den Kolben, wenn die Lokomotive ihre stärkeren Leistungen hervorbringt, 5 Atmosphären betragen soll.

314.

Querschnitt der Dampfcylinder.

Nennt man:

O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern;

p den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben (in der Regel ist p = 51650 Kilg.);

r den vor dem Kolben herrschenden mittleren Gegendruck in Kilg. auf 1 Quadratmeter (in der Regel darf man r = 15495 Kilg. setzen);

v die Kolbengeschwindigkeit in Metern;

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern;

l die Länge des Kolbenschubes in Metern;

l_1 den Weg, den bei expandirenden Maschinen der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;

m in der Regel gleich 0·05 den Coeffizienten für den schädlichen Raum;

$\alpha = 0{\cdot}1427$, $\beta = 0{\cdot}0000473$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$ — Zahlen, durch welche das Gewicht von 1 Kilg. Dampf vermittelst des Ausdruckes $\alpha + \beta p$ berechnet werden kann;

W den totalen Widerstand des Trains in Kilg., der durch die Kraft 2 O (p — r) überwunden werden muss.
so ist:

A) für nicht expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V W}{2 v (p - r)}$$

B) für expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V W}{2 v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]}$$

wobei zur Abkürzung gesetzt ist:

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat.} \frac{l + m l}{l_1 + m l}$$

Gewöhnlich ist m = 0·05 und dann gibt diese Formel:

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	0·958	0·846	0·685	0·568	0·535

315.

Kessel-Verhältnisse.

Nennt man:

O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern;
v = 2·3 Meter die Kolbengeschwindigkeit;
l die Länge des Kolbenschubes;
l_1 den Weg, den der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt;
p die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter dem Kolben auf 1 Quadratmeter;
$\alpha + \beta$ p das Gewicht von 1 Kilg. Dampf;
m den Coeffizienten für den schädlichen Raum;
F die totale Heizfläche des Kessels;
$\mathfrak{p}$ das Güteverhältniss des Kessels, d. h. das Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt, und der Wärmemenge des Brennstoffs;
so ist:



$$F = (22 + 145\,\mathfrak{p})\, 2\, v\, O \left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\, p)$$

Für nicht expandirende Maschinen darf man in der Regel setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \qquad v = 2{\cdot}3 \qquad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}88 \qquad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 5 \times 10330 \qquad \alpha + \beta\, p = 2{\cdot}58$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 900$$

Für expandirende Maschinen darf man setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \qquad v = 2{\cdot}3 \qquad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}5 \qquad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 6 \times 10330 \qquad \alpha + \beta\, p = 3{\cdot}05$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 627$$

Zur Bestimmung der Heizfläche F_1 der Feuerbüchse, der Rostfläche R und der Summe Ω der Querschnitte aller Röhren gelten folgende Regeln:

Verhältniss $\frac{F_1}{F}$ zwischen der Heizfläche der Feuerbüchse und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{F_1}{F} = 0{\cdot}074 = \frac{1}{13{\cdot}5}$$

Verhältniss $\frac{R}{F}$ zwischen der Rostfläche und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{R}{F} = 0{\cdot}013 = \frac{1}{80}$$

Verhältniss $\frac{\Omega}{F}$ zwischen der Summe der Querschnitte aller Röhren und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{\Omega}{F} = 0{\cdot}00269 = \frac{1}{371}$$

Für den Kessel gelten ferner noch folgende Verhältnisse:

Verhältniss zwischen dem Querschnitt, der Regulatoröffnung und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7000} = 0{\cdot}000143$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt eines Dampfkanales und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7570} = 0{\cdot}000132$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Blasrohrmündung und der totalen Heizfläche:

a) für den grössten Querschnitt der Mündung $\frac{1}{7800} = 0{\cdot}000128$

b) für den kleinsten Querschnitt der Mündung $\frac{1}{36660} = 0{\cdot}0000273$

316.

Position der Axen.

Nennt man:

$\mathfrak{P}_1\, \mathfrak{P}_2\, \mathfrak{P}_3 \ldots$ die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller hinter dem Schwerpunkt des Baues befindlichen Laufwerke gegen die Bahn;

$p_1\, p_2\, p_3 \ldots$ die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke;

$Q_1\, Q_2\, Q_3 \ldots$ die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller vor dem Schwerpunkt befindlichen Laufwerke gegen die Bahn;

$q_1\, q_2\, q_3 \ldots$ die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke;

L das in Tonnen ausgedrückte Totalgewicht derLokomotive sammt Wasserfüllung;

so hat man zur Bestimmung der Position der Axen folgende Gleichungen:

$$\mathfrak{P}_1 p_1 + \mathfrak{P}_2 p_2 + \mathfrak{P}_3 p_3 + \ldots = Q_1 q_1 + Q_2 q_2 + Q_3 q_3 + \ldots$$

$$\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \mathfrak{P}_3 + \ldots + Q_1 + Q_2 + Q_3 + \ldots = L$$



Beispiele über die Anwendung dieser Regeln findet man Seite 296 meiner „Gesetze des Lokomotivbaues.“

317.

Zusammenhängung von Wägen, deren Radstände nicht gleich gross sind.

Nennt man:

$2\,\Delta$ und $2\,\Delta_1$ die Radstände der zusammenzuhängenden Wagen;

x und x_1 die Eutfernungen des richtigen Zusammenhängungspunktes von den Mittelpunkten der Wagen;

$\delta = x + x_1$ die Entfernug der Mittelpunkte der Wagen, wenn dieselben auf einer geraden Bahnstrecke stehen;

so ist:

$$x = \frac{\delta}{2} - \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\,\delta}$$

$$x_1 = \frac{\delta}{2} + \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\,\delta}$$

Diese Regeln sollen insbesondere berücksichtiget werden, um die richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive zu treffen.

318.

Die Federn.

Die Schienen eines Federwerkes sollen im belasteten Zustand derselben vollständig übereinstimmende Krümmungen annehmen, so zwar, dass jede Schiene von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird. Auch sollen alle Schienen in der Mitte gleich stark in Anspruch genommen sein. Federwerke, welchen diese Eigenschaften zukommen, erhält man, wenn man sich an folgende Regeln hält.

Es sei:

$2\,l$ die ganze Länge des Federwerkes oder die ganze Länge der längsten Schiene in Centimetern;

$2\,P$ die Belastung des Federwerkes in Kilg.;

δ die Metalldicke jeder Schiene des Federwerkes, die nothwendig für alle Schienen gleich gross sein muss, wenn das Federwerk die oben erwähnten Eigenschaften besitzen soll, in Centimetern;

n die Anzahl der Schienen des Federwerkes;

ε der Modulus der Elastizität des Stahles, aus welchem die Schienen gefertiget werden;

J die auf einen Quadratcentimeter bezogene grösste Spannung, welche in jeder Schiene in der Mitte eintreten darf, wenn das Federwerk mit 2 P belastet ist;

b die Breite jeder Schiene in Centimetern;

γ eine Zahl, die gleich oder grösser als Eins und selbst unendlich gross genommen werden darf;

$2 l_k$ die Länge der kten Schiene des Federwerkes von der längsten nach der kürzesten hingezählt. Für die längste Schiene ist $k = 1$, für die kürzeste ist $k = n$;

R der Halbmesser, nach welchem im unbelasteten Zustand des Federwerkes die längste Schiene gekrümmt ist;

Wir nehmen an, dass auch im unbelasteten Zustand alle Schienen so aufeinander passen, dass jede von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird;

f_1 der Abstand des Mittelpunktes der längsten Schiene von der geraden Linie, welche die Endpunkte dieser Schiene verbindet, im unbelasteten Zustand des Federwerkes;

f die Senkung des Federwerkes durch die Belastung oder die durch die Belastung 2 P entstehende Aenderung von f_1.

Alle Längen seien in Centimetern, die Kräfte in Kilogammen ausgedrückt.

Diess vorausgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

$$f = \frac{J l^2}{\varepsilon \delta}\left(1 - \frac{1}{3\gamma}\right)$$

$$P l = \frac{n J b \delta^2}{6}$$

$$l_k = l \frac{1 - \frac{k-1}{n}}{1 - \frac{k-1}{n}\frac{1}{\gamma}}$$

$$R = \frac{l^2}{2 f_1}$$

Die verschiedenen Federwerke, welche man erhält, wenn man für die innerhalb 1 und unendlich willkürliche Grösse γ alle erlaubten Werthe setzt, lassen sich in 3 Klassen eintheilen. Diese sind:



I. Rechteckfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = 1$ setzt. In diesem Fall wird nämlich $l_k = l$, werden also alle Schienen gleich lang. Für ein solches Federwerk geben die obigen Gleichungen:

$$\delta = \frac{2}{3}\frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 4 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$f_1 = 8 \;\text{„}\; 10 \;\text{„}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1} \qquad b = 8 \;\text{„}\; 10 \;\text{„}$$

II. Trapezfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = \infty$ setzt. In diesem Falle werden die Längenunterschiede je zweier unmittelbar auf einander folgenden Schienen gleich gross, die Grundform des Federwerkes bildet daher, wenn die Schienen im ungebogenen Zustand auf einander geschichtet werden, ein Trapez.

Die obigen Gleichungen geben, wenn man $\gamma = \infty$ setzt, zur Bestimmung eines solchen Federwerkes folgende Beziehungen:

$$\delta = \frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 4 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l\left(1 - \frac{k-1}{n}\right) \qquad f_1 = 8 \;\text{„}\; 10 \;\text{„}$$

$$b = 8 \;\text{„}\; 10 \;\text{„}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1}$$

III. Hyperbelfedern.

Diese ergeben sich, wenn man für γ einen von Eins und von ∞ verschiedenen Werth nimmt, z. B. $\gamma = \frac{3}{2}$ setzt. Wenn man die Schienen eines solchen Federwerkes im ungebogenen Zustand auf einander schichtet, so liegen die Endpunkte der Schienen in zwei congruenten in der Mitte sich durchschneidenden Hyperbeln.

Setzt man $\gamma = \frac{\quad}{2}$, so findet man:

$$\delta = \frac{7}{9} \frac{J l^2}{\varepsilon f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6 P l}{J b \delta^2} \qquad f = 4 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l \frac{3n + 3 - 3k}{3n + 2 - 2k} \qquad f_1 = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$R = \frac{l^2}{2 f_1}$$

319.

Aeussere Axenzapfen für Lauf- und Triebräder.

Die Zapfen der Wagen- und Lokomotiv-Axen erhalten Dimensionen, welche eine genügende Festigkeit, und auch gegen das Abnützen und Warmlaufen hinreichenden Schutz gewähren, wenn man dieselben nach folgenden Regeln berechnet:

$$l = \frac{0{\cdot}001 \, Q \, (17 + n d)}{d}$$

$$Q = \frac{243}{\sqrt{17 + n d}} d^2$$

wobei:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.;
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde;
d den Durchmesser }
l die Länge } des Zapfens in Centimetern

bedeutet. Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt.



Axenzapfen von Schmiedeisen.

Durchmesser in Centimetern.	Belastung der Zapfen in Kilogrammen und Länge der Zapfen in Centimetern.						
	Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde.						
	0	1	2	3	4	5	6
2	284 2	269 2·5	256 2·68	244 2·8	234 2·9	225 3·0	218 3·16
3	530 3	489 3·3	456 3·5	428 3·7	407 3·9	386 4·1	369 4·2
4	895 4	805 4·2	737 4·6	685 4·9	642 5·3	606 5·6	576 5·9
5	1474 5	1295 5·7	1170 6·3	1073 6·8	1000 7·4	937 7·9	886 8·3
6	2113 6	1826 7·0	1626 7·8	1477 8·6	1367 9·3	1275 10·0	1201 10·6
7	2880 7	2435 8·3	2141 9·5	1933 10·5	1774 11·4	1651 12·3	1550 13·0
8	3774 8	3104 9·7	2709 11·1	2430 12·5	2221 13·6	2059 14·6	1929 15·7
9	4777 8	3859 11·1	3330 13·0	2969 14·5	2703 15·9	2501 17·2	2337 18·4
10	5898 10	4681 12·6	3996 14·8	3542 16·6	3218 18·3	2970 19·9	2770 21·3
11	7136 11	5558 14·1	4711 16·7	4158 18·6	3765 20·8	3467 22·6	3227 24·3
12	8493 12	6504 15·7	5467 18·8	4806 21·2	4341 23·5	3990 25·6	3710 27·5
13	9967 13	7494 17·3	6260 20·7	5490 23·6	4941 26·2	4507 28·0	4212 30·8
14	11560 14	8566 18·9	7098 22·8	6201 28·1	5577 29·0	5110 31·8	4739 34·1
15	13272 15	9659 20·6	8116 25·4	6947 28·7	6234 31·9	5701 35·0	5287 37·7
16	15098 16	10837 22·3	8744 26·7	7718 31·3	6866 34·7	6312 38·2	5852 41·3

320.

Stärke der Axen.

A) Axe eines Laufwerkes für einen Wagen oder für eine Lokomotive mit äusseren Zapfen. Taf. XVI, Fig. 6.

Nennt man:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.;
l_1 den Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern;
d den Durchmesser, l die Länge des äusseren Zapfens;
d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte;
d_2 den Durchmesser der Axe in der Nähe der Nabe in Centimetern;
so ist:

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d\sqrt[3]{\frac{2 l_1}{l}} \\ d_2 &= 1 \cdot 1\, d_1 \end{aligned}\right\} \text{Centimeter}$$

wobei d und l aus Tabelle Nr. 319 zu nehmen sind.

B) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äusseren Cylindern und innern Rahmen. Taf. XVI, Fig. 5.

Nennt man:

Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.;
d den Durchmesser, l die Länge des Halses in Centimetern;
d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte;
l_1 den Abstand vom Mittel des Halses bis zum Mittel des Rades in Centimetern, so ist:

$$d = d_1 = l = 0 \cdot 32 \sqrt[3]{Q\, l_1}$$

C) Triebaxe mit inneren Kurbeln für Maschinen mit innen liegenden Cylindern und mit innerem Rahmen. Taf. XVI, Fig. 7.

Nennt man:

Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.;
P den Druck gegen einen Kurbelzapfen;



l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Axenhalses;
l_2 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel;
d den Durchmesser eines Kurbelzapfens;
d_2 den Durchmesser der Axe in der Mitte;
r den Kurbelhalbmesser;

so hat man zunächst:

$$d = d_2 = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\,l_1} \sqrt[6]{1 + \left(\frac{P\,l_2}{Q\,l_1}\right)^2}$$

Um den Durchmesser d_1 des Axenhalses zu finden, berechne man die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\,l_1} \quad \text{und} \quad 0{\cdot}335 \sqrt[3]{P\,r}$$

und nehme den Durchmesser des Axenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe.

321.

Balancirungsgewichte, welche das Zucken und Schlingern verhindern.

Taf. XXXVII, Fig. 1, 2, 3, 4.

Die störenden Bewegungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen verursacht werden, können durch rotirende Massen vollständig aufgehoben werden. Die Gewichte und Positionen dieser Massen werden auf folgende Weise bestimmt.

Nennt man:

S die Summe der Gewichte eines Kolbens, einer Kolbenstange und einer Schubstange;
r den Halbmesser einer Triebkurbel;
q das Gewicht der Theile, welche eine Triebkurbel bilden;
ϱ den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebaxe;
S_1 das Gewicht der auf einer Seite der Maschine befindlichen Kupplungsstangen. Für eine Maschine mit nicht gekuppelten Rädern ist $S_1 = 0$ zu setzen;
r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel; hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $r_1 = r$;

q_1 die Summe der Gewichte aller an einer Seite der Lokomotive befindlichen Kupplungskurbeln. Werden die Kupplungskurbeln durch Zapfen gebildet, die in die Naben der Räder gesteckt werden, so sind für q_1 nur die Gewichte der über die Naben hervorragenden Theile in Rechnung zu bringen. Hat die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder, so ist $q = 0$ zu setzen;

ϱ_1 den Abstand des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel vom Mittel einer Axe;

Q die Summe der Gewichte der Balancirungs-Massen, mit welchen die an einer Seite der Lokomotive befindlichen Räder versehen werden müssen.

ϱ_2 den Abstand des Schwerpunktes eines Balancirungsgewichts vom Mittel der Axe;

γ den Winkel, durch welchen die Positionen der Balancirungsgewichte auf folgende Weise bestimmt werden. Es sei Taf. XXXVII, Fig. 1, O die Axe, an welcher sich die Triebkurbeln befinden, O b die Triebkurbel der vordern (äusseren oder innen liegenden) Maschine, O c die Triebkurbel der hinteren Maschine. Wir benehmen uns zunächst so, wie wenn der Schwerpunkt der Balancirungsgewichte in den Quadranten x O y fiele, der durch die Verlängerung der Richtungen der Triebkurbeln gebildet wird; und nehmen an, A sei die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am vordern Rad, B die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am hintern Rad. Dann ist Winkel $A O x =$ Winkel $B O y = \gamma$.

Ist einmal der Winkel γ (der nach Umständen jeden beliebigen zwischen 0 und 360° liegenden Werth haben kann) bekannt, so findet man die Richtungen der Radien O A und O B, in welchen die Schwerpunkte der Balancirungsgewichte liegen sollen, wenn man γ einmal von O x ausgehend nach der rechten Drehungsrichtung und dann von O y ausgehend nach der linken Drehungsrichtung aufträgt.

Wir nennen ferner noch:

$2e$ die Entfernung der Axen der Cylinder der Maschinen;

$2e_2$ die Entfernung der Mittelpunkte der an einer Axe befindlichen Räder;

$2e_1$ den Abstand der Kupplungsstange an der vordern Seite der Lokomotive von der Kupplungsstange an der hintern Seite der Lokomotive.

Diess vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von Q und γ folgende Regeln:

A) Lokomotive mit nur zwei Triebrädern und mit innen oder aussen liegenden Cylindern.

In diesem Falle ist:

$$Q = \frac{S r + q \varrho}{\varrho_2} \sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]}$$

$$\sin.\gamma = \frac{q r + S r}{2 \varrho_2 Q}\left(1 - \frac{e}{e_2}\right)$$

$$\cos.\gamma = \frac{q \varrho + S r}{2 \varrho_2 Q}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen, ist $\frac{e}{e_2} < 1$, wird also sowohl sin. γ, als auch cos. γ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 1 zeigt.

Wenn die Cylinder aussen liegen, ist $\frac{e}{e_2} > 1$, wird also sin. γ negativ, cos. γ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

B) Lokomotive mit aussen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S r}{\varrho_2} \sqrt{\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] + \left(1 + \frac{e e_1}{e_2^2}\right)\frac{q_1 \varrho_1 + S_1 r}{S r} \\ + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right]\left(\frac{q_1 \varrho_1 + S_1 r}{S r}\right)^2 \end{array} \right\}}$$

$$\sin.\gamma = \frac{1}{2 \varrho_2 Q}\left[S r \left(1 - \frac{e}{e_2}\right) + (q_1 \varrho_1 + S_1 r)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos.\gamma = \frac{1}{2 \varrho_2 Q}\left[S r \left(1 + \frac{e}{e_2}\right) + (q_1 \varrho_1 + S_1 r)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

In diesem Falle ist $e > e_1 > e_2$, wird also sin. γ negativ, cos. γ positiv, fällt also γ in den vierten Quadranten, kommen die Gewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

C) Lokomotive mit innen liegenden Cylindern, mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle hat man:

$$Q = \frac{q\varrho + Sr}{\varrho_2} \sqrt{\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] \pm \left(1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right) \frac{q_1 \varrho_1 + S_1 r_1}{q\varrho + Sr} \\ + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right] \left(\frac{q_1 \varrho_1 + S_1 r_1}{q\varrho + Sr}\right)^2 \end{array} \right\}}$$

$$\sin.\gamma = \frac{1}{2\varrho_2 Q}\left[(q\varrho + Sr)\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) \pm (q_1 \varrho_1 + S_1 r_1)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos.\gamma = \frac{1}{2\varrho_2 Q}\left[(q\varrho + Sr)\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \pm (q_1 \varrho_1 + S_1 r_1)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

Von den Doppelzeichen sind die oberen, nämlich + zu nehmen, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln parallel sind und die unteren, nämlich —, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln diametral gegenüber stehen. Das letztere soll jederzeit der Fall sein, damit die Balancirungs-Gewichte nicht zu gross ausfallen. Die Fig. 1 bis 4 zeigen die Positionen der Balancirungsgewichte in folgenden 4 Fällen:

Wenn sin. γ	und cos. γ	gilt Fig.
+	+	1
+	—	2
—	—	3
—	+	4

Der in diesen vier Figuren angegebene jederzeit spitze Winkel γ_1 ist derjenige, dessen Sinus und Cosinus gleich sind den numerischen Werthen von sin. γ und cos. γ.

322.

Metallstärke cylindrischer Dampfkessel.

Nennt man:

D den innern Durchmesser eines cylindrischen Dampfkessels in Centimetern;

δ die Metalldicke der Kesselwand in Centimetern;
n die Anzahl der Atmosphären, welche der innern Dampfspannung entspricht;

so hat man zur Bestimmung von δ folgende Formel:

$$\delta = D \frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495\,n}{363 - n}$$

für n =	1	2	3	4	5
wird $\frac{\delta}{D}$ =	0·0050	0·0064	0·0077	0·0092	0·0106
für n =	6	7	8	9	10
wird $\frac{\delta}{D}$ =	0·0120	0·0134	0·0149	0·0163	0·0177

323.

Metallstärke kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser der Kugel in Centimetern;
δ die Metalldicke der Wand in Centimetern;
n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist:

$$\delta = D \frac{3{\cdot}125 + 0{\cdot}495\,n}{725 - n}$$

für n =	3	4	5	6 Atmosph.
wird $\frac{\delta}{D}$ =	0·0064	0·0071	0·0077	0·0085
für n =	7	8	9	10 Atmosph.
wird $\frac{\delta}{D}$ =	0·0092	0·0098	0·0105	0·0113

324.

Stärke der Wand- und Deckbolzen.

Nennt man:

Ω die Fläche in Quadratcentimetern eines Bolzenfeldes, welches man findet, wenn man die Fläche einer Wand durch die daran vorkommende Anzahl Bolzen dividirt;

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht;

Δ den Durchmesser eines Bolzen in Centimetern;

so hat man:

$$\Delta = 0{\cdot}07 \sqrt{(n-1)\,\Omega}$$

325.

Wände des Feuerkastens.

Nennt man:

δ die Blechdicke der Wände des Feuerkastens in Centimetern;

e die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.;

e_1 die Entfernung der Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.;

B die Breite, L die Länge des Feuerkastens;

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist zu nehmen:

$$e = 24\,\frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

$$e_1 = \sqrt{582\,\frac{\delta^2}{n-1} + \frac{B\,L\,\delta}{B+L}}$$

326.

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

e die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.;

e_1 die Entfernung zweier Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.;

δ die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens in Centim.;

B die Breite, L die Länge des Feuerkastens in Centimetern;

B_1 die Breite, L_1 die Länge des Wasserkastens in Centimetern;

so hat man zu nehmen:

$$e = \sqrt{582\,\frac{\delta^2}{n-1} - (L_1 - L)\,\delta}$$

$$e_1 = \sqrt{582\,\frac{\delta^2}{n-1} - \frac{B_1\,L_1\,\delta}{B_1 + L_1}}$$



327.

Stärke der Deckbarren.

Nennt man:

L die Länge der Barren, i ihre Anzahl
b die Dicke } einer Barre
h die Höhe }
B die Breite des Feuerkastens
δ die Metalldicke des Deckbleches } Centimeter;
n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist:

$$h = \frac{1}{7} L \qquad \delta = \frac{1}{12} h \qquad \frac{i\,b}{B} = 0{\cdot}063\,(n-1)$$

328.

Constructionsverhältnisse nach ausgeführten Lokomotiven.

Durch Vergleichung der Abmessungen von ausgeführten Lokomotiven haben sich nachfolgende Verhältnisse ergeben.

Es bedeutet:

d den Durchmesser eines Dampfcylinders in Metern;
O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern;
F die totale Heizfläche des Kessels in Quadratmetern;
δ den Durchmesser einer Röhre des Kessels in Metern.

Der Dampfapparat.

Länge des Rostes		$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Breite des Rostes		$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Fläche des Rostes		$= 0{\cdot}013$ F
Höhe der untersten Heizröhre über dem Rost		$= 0{\cdot}080\,\sqrt{F}$
Innerer Durchmesser der Röhren	Min.	$= 0{\cdot}037$ Meter
	gewöhnlich	$= 0{\cdot}045$ Meter
Anzahl der Heizröhren		$= 0{\cdot}0033\,\frac{F}{\delta^2}$
Länge der Röhren		$= 87\,\delta$
Metalldicke einer Röhre		$= 0{\cdot}002$ Meter
Heizfläche sämmtlicher Röhren		$= 0{\cdot}92$ F
Summe der Querschnitte aller Röhren		$= 0{\cdot}00269$ F
Heizfläche der Feuerbüchse		$= 0{\cdot}08$ F

Totale Heizfläche des Kessels	$= F$
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten .	$= 0{\cdot}08$ Meter
Entfernung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seitenwänden der Umhüllung im Lichten	$= 0{\cdot}08$ „
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	$= 0{\cdot}12$ „
Durchmesser dieser Bolzen	$= 0{\cdot}02$ „
Innerer Durchmesser des die Röhren umschliessenden, in der Regel cylindrischen Kessels . .	$= 0{\cdot}124 \sqrt{F}$
Länge dieses Kessels	$= 84\ \delta$
Metalldicke der Wand dieses Kessels.	$= 0{\cdot}0013 \sqrt{F}$
Blechdicke der äusseren Umhüllung der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Röhrenwand der Feuerbüchse. .	$= 0{\cdot}0024 \sqrt{F}$
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	$= 0{\cdot}0001\ F$

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe . . .	$= 0{\cdot}0128 \sqrt{F}$
Kolbenhub	$= 0{\cdot}12$ Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung	$= 0{\cdot}0058 \sqrt{F}$
Durchmesser der Saug- und Druckröhren . . .	$= 0{\cdot}0058 \sqrt{F}$

Dampfzuleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung. . .	$= 0{\cdot}00015\ F$
Innerer Durchmesser des Dampfzuleitungsrohrs .	$= 0{\cdot}016 \sqrt{F}$
Querschnitt dieses Rohres.	$= 0{\cdot}0002\ F$
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf nach der Dampfkammer strömt	$= 0{\cdot}0001\ F$

Blasrohr.

Querschnitt des Blasrohrs.		$= 0{\cdot}0002\ F$
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs	Maximum . .	$= 0{\cdot}00017\ F$
	Minimum . .	$= 0{\cdot}0000273\ F$

Steuerung.

Voreilungswinkel	= 30°
Lineares Voreilen des Schiebers	= 0·013 d
Innere Ueberdeckung der Schieber	= 0·012 d
Aeussere Ueberdeckung der Schieber	= 0·065 d
Halbmesser der Steurungsexcentra	= 0·15 d
Einströmungsöffnung: Verhältniss der Breite z. Höhe	= 6·91
Einströmungsöffnung: Querschnitt	= 0·000132 F = 0·071 O
Ausströmungsöffnung: Verhältniss der Breite z. Höhe	= 3·65
Ausströmungsöffnung: Querschnitt	= 0·000237 F = 0·14 O
Schieber: Länge	= 0·03 $\sqrt{F}$ = 0·63 d
Schieber: Breite	= 0·04 $\sqrt{F}$ = 0·82 d
Schieber: Fläche	= 0·0012 F = 0·59 O

Cylinder und Transmission.

Querschnitt eines Cylinders bei Lokomotiven mit zwei Cylindern	= 0·00136 F
Durchmesser eines Dampfcylinders	d = 0·0416 $\sqrt{F}$
Länge des Kolbenschubes	= 1·57 d
Länge einer Schubstange	= 3·84 d

Dampfschiffe.

329.

Bezeichnungen. Taf. XXXVIII.

L Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln;
B Breite der Schale in der Mitte des Schiffes;
H Höhe des Schiffes;
T Tiefgang oder Tauchung des Schiffes;
O_1 der Flächeninhalt des eingetauchten Theiles von dem Hauptquerschnitt des Schiffes;
O = B T der Flächeninhalt des der Fig. O_1 umschriebenen Rechteckes;

F_1 der Flächeninhalt der Schwimmfläche des Schiffes;
$F = BL$ der Flächeninhalt des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes;
$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers;
$\mathfrak{V} = BLT$ das Volumen des dem verdrängten Wasserkörper umschriebenen Parallelepipedes;
D der Durchmesser eines Ruderrades;
i Anzahl der Schaufeln eines Rades;
b die Länge einer Schaufel;
a die radiale Dimension einer Schaufel;
$o = 2ab$ die Summe der Flächen zweier Schaufeln;
V die Umfangsgeschwindigkeit der Räder gegen das Schiff;
U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser. Wenn letzteres keine Bewegung hat, ist U die absolute Geschwindigkeit des Schiffes;
N die Nominal-Pferdekraft der Maschinen, welche das Schiff bewegen;
v die Geschwindigkeit (mittlere) des Kolbens einer Maschine;
l die Länge des Kolbenschubes.

330.

Praktische Verhältnisse, nach welchen die existirenden Schiffe angeordnet sind.

Durch Vergleichung einer grossen Anzahl von Schiffen haben sich folgende Verhältnisse ergeben.

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{L}{B} = \frac{\text{Länge des Schiffes}}{\text{Breite der Schale}}$	9	7·4	6
$\frac{T}{B} = \frac{\text{Tauchung des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·18	0·19	0·4
$\frac{H}{B} = \frac{\text{Höhe des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·5	0·5	0·64
$\frac{N}{O} = \frac{\text{Pferdekraft der Maschinen}}{\text{Eingetauchtes Rechteck}}$ . . .	13·7	8·93	11·8
$\frac{O_1}{O} = \frac{\text{Eingetauchter Querschnitt}}{\text{Umschriebenes Rechteck}}$ . . .	0·88	0·88	0·82
$\frac{F_1}{F} = \frac{\text{Wahre Schwimmfläche}}{\text{Rechteck } BL}$	0·667	0·667	0·794
$\frac{\mathfrak{V}_1}{\mathfrak{V}} = \frac{\text{Volumen des verdrängten Wassers}}{\text{Volumen des Parallelepipedes } LBT}$	0·448	0·448	0·541

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{V}{U} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit der Räder}}{\text{Geschwindigkeit des Schiffes}}$	1·41	1·41	1·45
$\frac{D}{B} = \frac{\text{Durchmesser eines Rades}}{\text{Breite des Schiffes}}$ . . .	0·73	0·73	0·73
$\frac{b}{B} = \frac{\text{Länge einer Schaufel}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·37	0·35	0·33
$\frac{a}{b} = \frac{\text{Höhe einer Schaufel}}{\text{Länge einer Schaufel}}$	0·2	0·2	0·234
$\frac{i}{D} = \frac{\text{Anzahl der Schaufeln eines Rades}}{\text{Durchmesser eines Rades}}$	3 bis 3·3	3 bis 4·3	2·7
$\frac{o}{O} = \frac{\text{Summe zweier Schaufelflächen}}{\text{Eingetauchtes Rechteck B T}}$.	0·318	0·318	0·200

331.

Verhältnisse, welche bei den Kesseln vorkommen.

Benennungen.		Für jede Pferdekraft.
Heizfläche des Feuerraumes		0·2019 Quadratmeter
Heizfläche der Kanäle oder Röhren . .		0·75 bis 1·4 Quadratmeter
Totale Heizfläche		0·93 „ 1·7 „
Rostfläche		0·057 Quadratmeter
Fläche der Luftspalten zwischen den Stäben		0·016 „
Volumen des Aschenfalles		0·0306 Kubikmeter
Volumen des Feuerraumes		0·0408 „
Wasservolumen der Verdampfung ausgesetzt		0·2005 „
Vom Dampf eingenommenes Volumen		0·1472 „
Totales Volumen des Kessels	Labyrinthkessel . .	0·598 „
	Röhrenkessel . . .	0·280 „
Höhe des Kamins	bei kleinen Schiffen	5 bis 9^m
	bei grossen Schiffen	11 bis 14^m
Querschnitt des Kamins		0·00614 Quadratmeter
Querschnitt der Luftkanäle		0·0111 „

332.

Ungefähre Gewichtsbestimmungen.

Benennung der *Gegenstände.*	Gewicht in Kilogrammen per 1 Pferdekraft.	
	Fluss- und Landsee-Schiffe	Meer-Schiffe
Maschinen und Treibapparat . .	370	370
Kessel (ohne Füllung) Kamin . .	360	360
Füllung des Kessels	270	200
Das Schiff mit Ausrüstung, bei den Meerschiffen mit Segelwerk . .	840 Eisen	1530 Holz 1000 Eisen
Totalgewicht ohne Nutzlast . . .	1840	2530 Holz 2000 Eisen

Auch ist:

Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung ohne Maschinen, ohne Kessel:

a) für Fluss- und Landsee-Schiffe . . . 126 L (B + H) Kilg.
b) für Meer-Schiffe . . . . 533 L (B + H) Kilg.

Anmerkung.

Diese Gewichtsbestimmungen beziehen sich auf *Watt*'sche Niederdruckmaschinen und Kessel. Direktwirkende Maschinen und Röhrenkessel sind leichter.

333.

Hauptresultate über die Bewegung eines Schiffes und der Maschinen.

Die folgenden Ausdrücke geben an: 1) den Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt; 2) das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Ruderräder und jener des Schiffes; 3) die Abhängigkeit zwischen der Grösse des Schiffes, der Kraft der Maschinen und der Geschwindigkeit des Schiffes; 4) das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes.

Setzt man nämlich

$$k = 125$$

$$K = 0{\cdot}309\left(\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\frac{L}{B}\right)$$

so ist:

1) der Widerstand in Kilogrammen, welcher der Bewegung eines gut geformten Schiffes entgegen wirkt

$$K\,O\,U^2$$

2) Das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Räder und der Geschwindigkeit des Schiffes

$$\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{K\,O}{k\,o}}$$

3) Die Pferdekraft der Maschinen

$$N = \frac{K}{75}\,O\,U^3\left(\frac{V}{U}\right)$$

4) Das eingetauchte Rechteck des Schiffes

$$O = \frac{75\,N}{K\,U^3\left(\frac{V}{U}\right)}$$

5) Die Geschwindigkeit des Schiffes

$$U = \sqrt[3]{\left\{\frac{75\,N}{K\,O\left(\frac{V}{U}\right)}\right\}}$$

6) Das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes der Maschine

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi}\frac{V}{v}$$

334.

Form der Schiffe.

Es haben bis jetzt alle Versuche gescheitert, die Form der Schiffe aus wissenschaftlichen Prinzipien herzuleiten, und es ist

auch gar keine Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass diese Aufgabe auf theoretischem Wege gelöst werden wird. Durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man aber allmählig auf Formen gekommen, die nur noch einen sehr geringen (grösstentheils von der Reibung herrührenden) Widerstand verursachen, und die sowohl eine genügende Stabilität, als auch eine zweckmässige Räumlichkeit gewähren. Diese Formen sind als Erfahrungsresultate anzusehen, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden, als auch für den Entwurf der neu zu erbauenden Schiffe eine sichere Grundlage bilden. Es ist aber nicht gerade nothwendig, die zu erbauenden Schiffe congruent oder geometrisch ähnlich mit den bereits bestehenden Schiffen zu machen, sondern man kann durch ein gewisses Verfahren aus einer von den bestehenden guten Schiffsformen sehr viele andere ebenfalls gute Formen herausgestalten. Dieses Verfahren gründet sich auf die Voraussetzung, dass durch gleichförmige Ausdehnung oder Zusammenziehung eines gut geformten Schiffes nach seiner Länge oder nach seiner Breite oder endlich nach seiner Höhe wiederum eine gute Form entsteht

Hierauf gründen sich die nachfolgenden Tabellen, vermittelst welchen man mit Leichtigkeit in jedem besonderen Falle die geeigneten Schiffsformen darstellen kann. Die Zahlenwerthe jeder einzelnen Tabelle sind einer bestimmten guten Schiffsform entnommen; sie drücken aber keine absoluten Grössen aus, sondern sind nur Verhältnisszahlen, durch welche, unabhängig von der Länge, Breite, Höhe des Schiffes, das Charakteristische seiner Form ausgedrückt wird. Diese Zahlenwerthe sind auf folgende Art erhalten worden.

Man denke sich die Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln in 20 gleiche Theile getheilt und durch diese Theilungspunkte Querschnittsebenen gelegt; denke sich ferner die der normalen Belastung entsprechende Tauchung in 6 gleiche Theile getheilt, und durch die Theilungspunkte horizontale Ebenen gelegt; denke sich endlich durch die Kiellinie eine vertikale Ebene geführt, welche das Schiff in zwei Hälften theilt. Die horizontalen Ebenen und die vertikalen Querebenen schneiden die Schiffsform nach gewissen Linien, von denen die ersteren „Wasserlinien“ die letzteren „Spanten“ genannt werden. Die Wasserlinien und Spanten durchschneiden sich in gewissen Punkten. Die ganze Breite des Schiffes = 2000 gesetzt, sind die in den Tabellen enthaltenen Zahlen die Abstände jener Punkte, von der durch den Kiel gelegten Vertikalebene.

In der ersten Vertikalcolumne sind die aufeinander folgenden Querschnitte nummerirt. Die Nummeration beginnt (mit 0) am hinteren Ende des Kiels und endiget (mit 20) am vorderen Ende des Schiffes. Die mit I. II. III. überschriebenen Vertikalcolumnen geben die Ordinaten der von unten nach aufwärts gezählten Wasserlinien. Die horizontalen Zahlenreihen geben die den einzelnen Spanten entsprechenden Ordinaten. Die mit „Verdeck“ überschriebene Vertikalcolumne enthält die Ordinaten für das Verdeck.

Diese Tabellen in Verbindung mit den Nummer 329 angegebenen Verhältnisszahlen liefern in jedem besonderen Falle die dem Zwecke entsprechende Schiffsform, und man verfährt bei dem Entwurf auf folgende Weise.

Man bestimmt zuerst die 4 Hauptdimensionen, nämlich: Länge, Breite, Höhe und Tauchung des Schiffes. Eine oder zwei dieser Dimensionen werden in der Regel durch den Zweck, welchem das Schiff dienen soll, vorgeschrieben, die übrigen können nach den Verhältnissen genommen werden, welche in Nummer 329 aufgestellt wurden. Ist dies geschehen, so entscheidet man sich für die Charakteristick der Schiffsform. Die folgenden Bemerkungen können hiebei als Richtschnur dienen.

Ein Flussboot, dessen Tauchung weniger als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen soll, muss einen flachen Boden erhalten und die Zuspitzungen des Vorder- und des Hintertheiles dürfen nicht zu scharf sein.

Ein Flussboot, dessen Tauchung $\frac{1}{5}$ oder mehr als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen darf, muss zwar auch einen flachen Boden erhalten, die Zuspitzungen des Vorder- und Hinterschiffes dürfen aber ziemlich scharf sein.

Landseeschiffe dürfen einen etwas auf Kiel geformten Boden erhalten, und die Zuspitzungen dürfen mehr oder weniger scharf sein.

Schiffe, welche bestimmt sind, Meeresküsten zu befahren und in die Flussmündungen einzulaufen, werden im Allgemeinen wie Meerschiffe geformt, nur erhalten sie einen flachen Boden.

Hat man sich für eine bestimmte Charakteristik entschieden, so kann man die Verzeichnung des Schiffes vornehmen, wobei am bequemsten ein Maasstab dient, welcher 10tel, 100stel und 1000stel der halben Schiffsbreite gibt.

335.

Fluss-Schiff.

Rainbow.

(Tredgold on the Steam-Engine, appendix A and B.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	20	700	10	770	860	930	950	980	990	1000
1	75	110	150	200	260	336	750	11	745	850	900	940	960	980	1000
2	165	250	325	385	455	520	810	12	710	810	860	910	940	960	1000
3	280	400	480	530	590	640	860	13	640	750	810	845	870	900	1000
4	400	530	610	665	710	750	900	14	545	665	730	760	800	830	960
5	515	640	700	750	790	830	930	15	440	550	620	660	700	735	890
6	610	710	770	820	860	890	960	16	320	460	530	570	610	645	820
7	680	770	830	880	910	930	980	17	200	300	350	390	430	460	670
8	730	820	880	910	945	960	990	18	90	160	210	230	260	290	500
9	760	860	910	940	970	990	1000	19	30	35	55	70	80	90	270
10	770	860	930	950	980	990	1000	20	—	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Schnitten und dem Rechteck B L:
1. Schnitt 0·471
2. „ 0·477
3. „ 0·582
4. „ 0·621
5. „ 0·656
6. „ 0·686

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit:
$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}488\,L$
$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}600\,T$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}525\,B\,L\,T$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0769 \left(\frac{B}{T}\right) B$

336.

Fluss-Schiff.

Diamond.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	Verdeck	x	I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L: 1. Schnitt 0·452; 2. „ 0·556; 3. „ 0·633

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit: $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}485\ L$; $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}602\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0802 \left(\frac{B}{T}\right) B$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}441\ B\,L\,T$

337.

Fluss-Schiff.

Ipswich and London.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	15	15	65	215	510	710	10	750	910	970	1000	1000	1000
1	60	140	320	600	765	780	11	725	890	960	1000	1000	1000
2	130	300	534	740	840	840	12	670	840	920	975	975	975
3	245	490	680	830	890	890	13	590	670	780	850	920	930
4	370	640	790	890	930	930	14	490	670	770	850	890	890
5	525	760	880	940	950	950	15	380	550	660	740	790	800
6	650	850	940	960	970	980	16	280	440	540	600	670	690
7	730	900	970	990	1000	1000	17	190	310	400	470	530	550
8	750	920	970	990	1000	1000	18	110	190	260	310	360	390
9	760	910	970	1000	1000	1000	19	35	80	120	155	185	200
10	750	910	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Diese Tabellenwerthe bestimmen die Form des ganzen Schiffes. Es ist nämlich das Schiff durch fünf horizontale Ebenen geschnitten, die um $\frac{1}{5}$ H von einander abstehen. Der fünfte Schnitt geht demnach durch die mittlere Höhe des Schiffes. Die normale Tauchung reicht bis an den zweiten Schnitt.

338.

Fluss-Schiff.

Red-Rower.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	40	40	40	40	40	800	10	840	920	970	1000	1000	1000
1	50	78	135	215	310	870	11	830	910	960	990	1000	1000
2	110	160	280	410	540	910	12	780	870	940	980	1000	1000
3	178	300	440	600	700	940	13	680	800	870	935	970	990
4	310	480	600	740	830	980	14	550	700	780	850	920	970
5	470	630	750	850	900	1000	15	400	550	660	740	810	930
6	630	760	850	930	960	1000	16	260	400	510	610	680	860
7	740	840	920	970	980	1000	17	140	260	360	460	520	750
8	800	900	950	980	1000	1000	18	66	137	220	300	360	590
9	830	920	970	1000	1000	1000	19	40	50	80	120	150	340
10	840	920	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1.	Schnitt	0·409
2.	„	0·537
3.	„	0·616
4.	„	0·688
5.	„	0·733

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}497\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}594\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}09007 \left(\frac{B}{T}\right) B$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}523\ B\ L\ T$

339.

Landsee-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen, der Boden nach der Kiellinie hin geneigt.

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	IV.	x	I.	II.	III.	IV.
0	15	15	15	15	10	710	896	963	985
1	50	80	125	205	11	670	863	935	968
2	105	185	285	405	12	595	798	877	915
3	180	315	445	590	13	495	700	790	845
4	294	460	600	732	14	398	584	688	750
5	422	605	735	840	15	285	445	548	620
6	545	732	835	905	16	180	303	400	470
7	633	816	905	950	17	100	190	262	320
8	700	880	952	978	18	42	94	135	180
9	715	900	965	990	19	15	30	40	60
10	710	896	963	985	20	—	—	—	15

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
- 1. Schnitt 0·357
- 2. „ 0·494
- 3. „ 0·580
- 4. „ 0·637

Coordinaten des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}475\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}604\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0846 \left(\frac{B}{T}\right) B$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}434\ B\ L\ T$

19.

340.

Meer-Schiff.

Isis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	30	30	30	30	30	714	10	890	975	1000	1000	1000	1000
1	80	158	248	383	580	815	11	893	980	1000	1000	1000	1000
2	180	342	522	695	810	875	12	880	975	1000	1000	1000	1000
3	300	550	738	848	900	925	13	835	960	987	1000	1000	1000
4	440	732	864	920	950	960	14	760	918	960	990	1000	1000
5	590	835	928	964	990	994	15	644	834	920	955	980	1000
6	724	890	960	988	995	1000	16	500	695	800	875	920	1000
7	794	930	978	1000	1000	1000	17	356	520	645	740	810	970
8	874	955	990	1000	1000	1000	18	195	310	430	530	620	885
9	880	974	1000	1000	1000	1000	19	55	110	180	250	330	645
10	890	975	1000	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1.	Schnitt	0·544
2.	„	0·683
3.	„	0·759
4.	„	0·808
5.	„	0·845

Volumen des verdrängten Wassers . . . . 0·643 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}518\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0958 \left(\frac{B}{T}\right) B$

341.

Meer-Schiff.

Medea.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	30	30	30	30	30	820	10	785	945	980	990	1000	1000
1	30	75	160	336	600	880	11	790	950	980	990	1000	1000
2	70	170	355	590	785	920	12	770	940	970	990	1000	1000
3	130	320	565	760	860	945	13	700	900	965	990	995	1000
4	205	500	735	855	905	965	14	600	835	935	970	980	1000
5	305	670	850	910	940	985	15	460	720	860	940	950	1000
6	430	770	900	940	955	990	16	320	550	740	850	900	1000
7	540	840	940	960	980	1000	17	200	370	550	690	800	980
8	650	887	955	983	988	1000	18	100	190	310	440	565	910
9	730	920	970	990	1000	1000	19	40	40	60	115	200	685
10	785	945	980	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse der Horizontalschnitte zum Rechteck B L:

1. Schnitt	0·396
2. „	0·583
3. „	0·692
4. „	0·767
5. „	0·823

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}530\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}533\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}640\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}109 \left(\frac{B}{T}\right) B$

342.

Meer-Schiff.

Berenice.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.
0	—	—	—	—	—	—	10	820	930	970	990	1000	1000
1	67	110	165	220	325	480	11	810	925	965	990	1000	1000
2	145	250	350	450	570	695	12	790	920	950	980	1000	1000
3	245	410	540	635	730	810	13	730	875	920	950	980	990
4	360	555	680	765	815	880	14	640	790	860	900	930	960
5	478	690	790	840	875	920	15	515	670	760	820	860	910
6	520	780	855	895	920	950	16	380	530	610	690	750	810
7	685	835	895	930	950	970	17	230	350	430	510	570	645
8	750	870	930	960	970	985	18	90	150	210	275	330	400
9	795	905	955	980	995	1000	19	—	—	—	—	—	45
10	820	920	970	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	—

Verhältnisse zwischen den Horizontal-Querschnitten und dem Rechteck LB:

1. Schnitt	0·456
2. „	0·576
3. „	0·641
4. „	0·689
5. „	0·728
6. „	0·772

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}579\ BLT$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers $\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}577\ L \\ \left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}579\ T \end{array} \right.$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0907 \left(\frac{B}{T}\right) B$

343.

Meer-Schiff.

Cyclops.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	20	20	20	20	20	680	10	575	835	940	980	1000	1000
1	20	65	120	210	355	765	11	570	835	935	980	1000	1000
2	80	164	300	460	635	845	12	545	820	930	980	1000	1000
3	150	300	482	660	770	920	13	505	790	910	964	1000	1030
4	230	430	635	770	850	985	14	450	730	870	935	980	1132
5	320	560	740	850	910	1045	15	375	645	810	880	932	1135
6	400	665	820	900	950	1090	16	300	532	710	790	860	1080
7	465	735	865	930	970	1130	17	210	395	555	660	735	980
8	515	785	900	955	990	1150	18	120	240	360	460	550	820
9	555	810	924	965	1000	1120	19	30	90	140	200	273	530
10	575	835	940	980	1000	1000	20	—	-	—	—	—	30

Verhältnisse der Flächeninhalte der Horizontalschnitte zum Rechteck B L:

1. Schnitt 0·321
2. „ 0·522
3. „ 0·648
4. „ 0·727
5. „ 0·788

Volumen des verdrängten Wassers . . . $\mathfrak{V} = 0{\cdot}522\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}507\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}613\ T$$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}102 \left(\frac{B}{T}\right) B$

344.

Meer-Schiff.

Colchis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	33	33	33	33	33	33	730	10	780	860	930	960	990	1000	1240
1	33	70	120	180	253	370	930	11	780	860	930	960	990	1000	1240
2	70	160	254	360	470	595	1000	12	770	860	920	960	990	1000	1000
3	152	260	415	528	650	740	1090	13	720	810	890	940	980	990	1000
4	240	410	550	660	760	840	1125	14	630	740	820	890	930	970	1000
5	375	550	680	770	850	910	1180	15	510	640	730	800	860	900	990
6	520	680	790	850	920	950	1190	16	360	500	580	680	750	800	940
7	620	770	840	900	950	980	1215	17	225	320	430	510	580	650	880
8	720	820	900	940	965	990	1230	18	70	145	250	320	400	450	730
9	770	850	920	960	990	1000	1240	19	33	33	50	85	150	190	470
10	780	860	930	960	990	1000	1240	20	—	—	—	—	—	—	33

Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontal-Schnitte und dem Rechteck B L . . . .
- 1. Schnitt 0·419
- 2. „ 0·518
- 3. „ 0·600
- 4. „ 0·714
- 5. „ 0·722
- 6. „ 0·767

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers . . . . . $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}491\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}589\ T$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}559\ B\ L\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}0915 \left(\frac{B}{T}\right) B$

345.

Nile-Steam-Ship.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	30	35	40	54	90	200	10	680	870	930	960	990	1000
1	50	90	150	280	440	665	11	670	860	930	960	990	1000
2	100	210	360	560	730	840	12	670	850	930	960	990	1000
3	160	370	570	730	840	910	13	670	850	930	960	990	1000
4	240	550	720	840	910	950	14	650	840	920	950	990	1000
5	360	690	810	900	950	990	15	590	790	890	940	970	980
6	470	770	870	930	970	995	16	460	690	810	880	910	940
7	575	820	900	940	980	1000	17	290	495	640	730	780	810
8	660	850	920	945	980	1000	18	70	220	340	440	510	560
9	660	870	920	950	980	1000	19	—	—	—	—	80	150
10	680	870	930	960	990	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse der Horizontalschnitte zu dem Rechteck B L:

1.	Schnitt	0·402
2.	„	0·586
3.	„	0·679
4.	„	0·746
5.	„	0·803
6.	„	0·849

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·606 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}595\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0{\cdot}1027 \left(\frac{B}{T}\right) B$

346.

Meer- und Fluss-Schiff.

Firebrand.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck
0	20	20	20	20	20	770	10	410	850	990	1000	1000	1000
1	55	80	150	275	480	920	11	400	870	980	1000	1000	1000
2	70	140	320	510	730	950	12	390	860	980	1000	1000	1000
3	100	240	470	700	880	990	13	360	810	960	990	1000	1000
4	140	360	620	830	940	1000	14	300	730	930	980	990	1000
5	180	470	760	910	990	1000	15	230	630	840	920	970	1000
6	230	600	850	980	1000	1000	16	160	470	670	800	880	990
7	300	700	900	990	1000	1000	17	100	280	470	610	710	960
8	350	790	950	1000	1000	1000	18	50	125	230	350	440	860
9	390	820	980	1000	1000	1000	19	—	—	—	70	120	620
10	410	850	990	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Verhältnisse der Horizontalschnitte zu dem Rechteck B L

1.	Schnitt	0·211
2.	„	0·492
3.	„	0·653
4.	„	0·746
5.	„	0·807

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . = 0·480 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers $\left(\frac{x}{W}\right) = 0·515\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0·664\ T$

Bedingung der Stabilität . . . . $e < 0·121 \left(\frac{B}{T}\right) B$

347.

Verzeichnung der Schiffsformen vermittelst der Quadranten-Methode. Tafel XXXVIII.

Alle Methoden, welche bisher zur Verzeichnung der Schiffsformen ersonnen, und nach welchen die Schiffsrisse wirklich gemacht werden, beruhen auf gewissen graphischen Interpolationen oder Senteneintheilungen. Eine der besseren dieser Methoden ist die folgende sogenannte Quadranten-Methode. Nach diesem Verfahren verzeichnet man zuerst mit Benutzung einer Modellzeichnung eines Schiffes oder vermittelst der Tabellenwerthe No. 335 bis 346

a) den Längenschnitt des Schiffes (Fig. 1) und theilt die Länge vom Hinterstern bis zur Spitze des Vordersterns in 20 gleiche Theile;
b) den Grundriss des Verdecks (Fig. 3);
c) den Hauptspant No. 10 des Schiffes Fig. 2;
d) die Spanten, welche den Theilungspunkten 0, 1, 5 des Hinterschiffes, und die Spanten, welche den Theilungspunkten 15 und 19 des Vorderschiffs entsprechen.

Nach diesen Vorbereitungen ergeben sich die übrigen Spanten durch folgendes Verfahren:

Man theilt die 1te, 10te und 19te Spante (Fig. 2) in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Punkte beträgt, die von jeder Spante bestimmt werden sollen (in der Zeichnung sind 10 Theile angenommen) und verbindet die correspondirenden Punkte wie a und b, a_1 und b_1, durch gerade Linien, so sind dies die Senten.

Um nun die Punkte zu finden, in welchen die Sente a b von den Spanten geschnitten wird, verzeichne man einen Quadranten (Fig. 4) und theile denselben in 10 gleiche Winkel, nehme hierauf die Länge a b (Fig. 2) und trage sie nach $\alpha\,\beta$ (Fig. 4) auf, nehme ferner die Länge a c (Fig. 2), die dem Punkt entspricht, in welchem die Seite a b von der 5ten Spante geschnitten wird, und suche in Fig. 4 in dem Radius No. 5 den Punkt γ, dessen Entfernung von der Linie α 1 gleich a c ist.

Verzeichnet man nun einen Kreisbogen $\beta\,\gamma\,\delta$, dessen Mittelpunkt o in der abwärts verlängerten Richtung von $\beta\,\alpha$ liegt, und der durch die Punkte β und γ geht, so scheidet derselbe die Radien, durch welche man den Quadranten (Fig. 4) getheilt hat, in einer Folge von Punkten, und wenn man die zu $\gamma\,\varepsilon$ parallelen Ordinaten dieser Durchschnittspunkte auf die Sente a b (Fig. 2) von a an aufträgt, so erhält man die Punkte, in welchen diese Sente a b von sämmtlichen Spanten geschnitten wird.

Wiederholt man die gleiche Construction mit jeder der übrigen Senten des Hinterschiffes und auch in Fig. 5 mit jeder Sente des Vorderschiffes, so ergeben sich die Punkte, in welchen sämmtliche Senten von sämmtlichen Spanten geschnitten werden, und wenn man endlich die Punkte, welche jeder Spante entsprechen, vermittelst einer elastischen Feder durch eine stetige Linie verbindet, so erhält man den vollständigen Spantenriss.

Ist einmal der Spantenriss verzeichnet, so unterliegt es keiner Schwierigkeit, im Grundriss des Schiffes eine beliebige Anzahl von Horizontalschnitten darzustellen, oder überhaupt ein beliebiges System von Schnittlinien zu verzeichnen.

348.

Regeln zur Berechnung.

a) Des Volumens der verdrängten Flüssigkeit. b) Des Schwerpunktes derselben. c) Des Ortes, nach welchem der Schwerpunkt der Maschinen fallen muss, damit das Schiff überall gleich tief taucht. d) Der Stabilität des Schiffes.

1) Berechnung des Flächeninhaltes eines Horizontalschnittes.

Nennt man:

$y_0\, y_1\, y_2 \cdots y_{20}$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Horizontalschnitt entsprechen;

F den Flächeninhalt desselben;

$\frac{F}{BL} = f$ das Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt F und jenem des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes;

so ist:

$$f = \frac{F}{BL} = \frac{1}{20000}\left[\frac{1}{2}(y_0 + y_{20}) + y_1 + y_2 + \ldots + x_{19})\right]$$

2) Volumen der verdrängten Flüssigkeit bei gegebener Tauchung.

Nennt man:

n die Anzahl der Horizontalschnitte, welche durch den eingetauchten Theil gelegt sind;

$f_1\, f_2 \ldots f_n$ die nach Regel (1) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontalschnitte und dem Flächeninhalt des Rechteckes B L;

V das Volumen der verdrängten Flüssigkeit, so ist:

$$\frac{\mathfrak{B}}{LBT} = \frac{1}{n}\left(f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n\right)$$

3) Höhe des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit über der Kiellinie.

Bezeichnet man diese Höhe mit $\left(\frac{y}{W}\right)$ und behält die vorigen Bezeichnungen bei, so ist:

$$\frac{\left(\frac{y}{W}\right)}{T} = \frac{1}{4n} \frac{\frac{1}{3} f_1 + (2n-1) f_n + 4 f_1 + 8 f_2 + 12 f_3 + \ldots + 4(n-1) f_{n-1}}{f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2} f_n}$$

4) Flächeninhalt eines Querschnittes der verdrängten Flüssigkeit.

Nennt man:

$z_1\, z_2\, z_3 \ldots z_n$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Querschnitt entsprechen;

q das Verhältniss zwischen dem zu berechnenden Flächeninhalt und dem Rechteck B T,

so ist:

$$q = \frac{1}{2000} \cdot \frac{1}{n}\left[z_n + 2\,(z_1 + z_2 + \ldots + z_{n-1})\right]$$

5) Horizontalabstand des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit von dem hintern Endpunkt des Kiels.

Es sei:

$\left(\frac{x}{W}\right)$ der zu berechnende Horizontalabstand;

$q_0\, q_1\, q_2 \ldots q_{19}$ die nach Regel 4 berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten sämmtlicher Querschnitte und dem Rechteck B T, so ist:

$$\frac{\left(\frac{x}{W}\right)}{L} = \frac{1}{1600} \frac{BLT}{\mathfrak{B}} \left(q_0 + 4 q_1 + 8 q_2 + 12 q_3 + \ldots + 76 q_{19}\right)$$

6) Schwerpunkt des Schiffes mit Ausrüstung, aber ohne Maschine und ohne Kessel.

Das Gewicht des Baues und die Coordinaten des Schwerpunktes können nur allein, nachdem der Entwurf beendigt ist, nach den gewöhnlichen allgemeinen Regeln berechnet werden.

Es seien $\left(\frac{x}{S}\right)$ $\left(\frac{y}{S}\right)$ die so berechneten Coordinaten in Bezug auf den hinteren Endpunkt des Kieles.

7) Bedingung der Stabilität des Schiffes.

Nennt man:

Σy^3 die Summe der dritten Potenzen der Tabellenwerthe, welche der Schwimmfläche entsprechen;

e die Höhe des Schwerpunktes des ganzen Baues mit Einschluss der Maschinen über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit;

so ist die Bedingung der Stabilität:

$$\frac{L\,B^3\,\Sigma y^3}{240\,000\,000\,000} > e\,\mathfrak{V}$$

Auch ist:

$$\frac{L\,B^3\,\Sigma y^3}{240\,000\,000\,000} \cdot \frac{1}{\mathfrak{V}}$$

die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit.

8) Der Ort, nach welchem die Maschinen mit Kessel gestellt werden müssen, damit das Schiff überall gleich tief taucht.

Nennt man:

S das Gewicht des Schiffes sammt Ausrüstung, jedoch ohne Maschinen und ohne Kessel;

$\left(\frac{x}{S}\right)$ $\left(\frac{y}{S}\right)$ die Coordinaten des Schwerpunktes von S;

M das Gewicht der Maschinen sammt Kessel;

$\left(\frac{x}{M}\right)$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von M von dem hinteren Endpunkt des Kieles;

W und $\left(\frac{x}{W}\right)$ das Gewicht der verdrängten Flüssigkeit und den Horizontalabstand ihres Schwerpunktes von dem hintern Endpunkt des Kiels, so ist:

$$\left(\frac{x}{M}\right) = \frac{W\left(\frac{x}{W}\right) - S\left(\frac{x}{S}\right)}{M}$$

349.

Die Schraube als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 5 und 6.

Die folgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung und bedürfen noch der Bestätigung oder wahrscheinlich einer Berichtigung durch die Erfahrung.

Bezeichnet man mit:

R den äusseren Halbmesser des Schraubenrades;
α den Winkel, welchen die Schraubenlinie am äusseren Umfang des Rades mit einer auf dessen Axe senkrecht gelegten Ebene bildet;
$o = R^2 \pi$ den Flächeninhalt der Projektion des Schraubenrades auf eine die Axe des Rades senkrecht durchschneidende Ebene;
$k = 102$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Druckes der Schraube gegen das Wasser;
n die Anzahl der Umdrehungen der Schraube per 1 Minute;
N die Pferdekraft der das Schraubenrad treibenden Maschinen;
$O = B\,T$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung;
U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;
B, L, T, Breite, Länge und Tauchung des Schiffes;
$K = 0{\cdot}309 \left(\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Schiffswiderstandes;
$\varphi(\alpha) = 1 + 2\,\text{tang.}^2\,\alpha\ \text{lognat.}\,(\sin.\,\alpha)$ eine Funktion des Winkels α, die zur Berechnung der Wirkung der Schraube dient. Annähernd ist auch:

$$\varphi(\alpha) = 1 - 0{\cdot}0154\,\alpha^0$$

und man findet:

für α =	25°	30°	35°	40°
$\varphi(\alpha)$ =	0·615	0·538	0·461	0·384

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von N und n folgende Ausdrücke:

$$N = \frac{K\,O\,U^3}{75}\left(1 + \sqrt{\frac{K\,O}{k\,o}\,\frac{1}{\varphi(\alpha)}}\right)$$

$$n = \frac{60}{2\pi} \cdot U\,\frac{1 + \sqrt{\frac{K\,O}{k\,o}\,\frac{1}{\varphi(\alpha)}}}{R\ \text{tang.}\,\alpha}$$



Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung einer Schraube wären

$$o = \infty \qquad n = \infty \qquad \alpha = o$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen können nur bei tiefgehenden Meerschiffen erzielt werden. Für Meerschiffe ist zu setzen:

$$K = 4 \qquad k = 102 \qquad \alpha = 25^0 \qquad \varphi(\alpha) = 0{\cdot}615$$
$$R = 0{\cdot}5\,T = 0{\cdot}2\,B \qquad o = 0{\cdot}126\,B^2 \qquad O = B\,T = 0{\cdot}4\,B^2$$

und dann findet man:

$$N = 0{\cdot}077\ O\,U^3$$
$$n = 148\,\frac{U}{B}$$

Dieser Werth von N stimmt beinahe mit jenem überein, der für Schaufelräder gilt. Die Schraube verspricht also keine bessere Wirkung als die Schaufelräder.

350.

Die Turbine als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8.

Die nachfolgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung, und bedürfen wahrscheinlich einer Berichtigung.

Es sei Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8:

R_1 der äussere
R_2 der innere
$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ der mittlere } Halbmesser der Turbine;

$(R_1^2 - R_2^2)\pi = o$ der Flächeninhalt des Turbinenrads;

β der Winkel, unter welchem die Radflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebenen des Rades durchschneiden, an welchen das Wasser in das Rad eintritt;

γ der Winkel, unter welchem die Radflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser aus dem Rad tritt;

B, L, T, Breite, Länge, Tauchung des Schiffs;

B T = O Produkt aus der Breite des Schiffs in die Tauchung;

$K = 0{\cdot}309\left(\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ Coeffizient zur Bestimmung des Schiffswiderstandes;

$k = \frac{1000}{g} = 102$ Coeffizient zur Bestimmung des Druckes der Radflächen gegen das Wasser;

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser;

n Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute;

N die Pferdekraft der Maschinen, welche die Turbine umtreiben.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung der Grössen β, n, N folgende Gleichungen:

$$\sin.\beta = \frac{\sin.\gamma}{1 + \frac{K\,O}{k\,o}}$$

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{U}{R\,\text{tang.}\,\beta}$$

$$N = \frac{K\,O\,U^3}{75}\;\frac{\text{tang.}\,\frac{1}{2}\,(\beta+\gamma)}{\text{tang.}\,\beta}$$

Die Bedingungen der bestmöglichen Wirkung der Turbine wären:

$$\beta = \gamma = o \qquad o = \infty \qquad n = \infty$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen des Apparats sind nur bei tief tauchenden Meerschiffen zu erwarten. Für solche Schiffe ist zu zetzen:

$$K = 4 \qquad R_1 = \frac{1}{2}\,T = 0{\cdot}2\;B \qquad o = 0{\cdot}0943\;B^2$$

$$k = 102 \qquad R_2 = \frac{1}{2}\,R_1 = 0{\cdot}1\;B \qquad O = 0{\cdot}4\;B^2$$

$$R = \frac{1}{2}\,(R_1 + R_2) = 0{\cdot}15\;B$$

Nimmt man $\gamma = 45^0$, so folgt aus obiger Gleichung:

$$\beta = 38^0 \qquad n = 82\,\frac{U}{B} \qquad N = 0{\cdot}06\;O\,U^3$$

Diese Turbine verspricht also auch kein besseres Resultat als die Schraube.

351.

Schwingende Bewegungen eines Schiffes.

a) Vertical-Oscillationen des Schwerpunktes.

Nennt man:
f B L den Flächeninhalt der Schwimmfläche;
α B L T das Volumen der verdrängten Flüssigkeit;
g = 9·81;
𝔗 die Zeit einer Vertical-Oscillation des Schiffes;
so ist:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\alpha}{f} \cdot \frac{T}{g}}$$

Schlingern.

b) Oscillation des Schiffes um eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe.

Nennt man:
μ das Trägheitsmoment der ganzen Schwimmfläche in Bezug auf ihre Längenaxe;
λ das Trägheitsmoment des ganzen Baues mit Maschinen, Kessel und Ausrüstung in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe;
e die Höhe des Schwerpunktes des Baues über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit;
𝔙 das Volumen der verdrängten Flüssigkeit;
𝔗 die Zeit einer Oscillation;
so ist, wenn das Schiff um einen Winkel φ aus seiner Gleichgewichtsposition abgelenkt ist:

$$\varphi\,(\mu - e\,\mathfrak{V})$$

das statische Moment (in Tonnen und Metern ausgedrückt) der Kraft, mit welcher es in seine Gleichgewichtsposition zurückzukehren strebt, und

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{g\,(\mu - e\,\mathfrak{V})}}$$

Die Höhe des Metacentrums über den Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit ist:

$$\frac{\mu}{\mathfrak{V}}$$

Stampfen.

c) Oscillation um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende auf der Kiellinie senkrechte Axe.

Es sei:

μ_1 das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Queraxe;

λ_1 das Trägheitsmoment (in Tonnen) des Baues in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe;

e wie oben;

$\mathfrak{T}$ die Schwingungszeit;

so ist:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda_1}{g\,(\mu_1 - e\,\mathfrak{B})}}$$

352.

Regeln für Watt'sche Schiffsmaschinen.

Cylinder.

p Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter	$= 8330$ Kilg.
D Durchmesser eines Dampfcylinders . . .	$= 0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$
l Länge des Kolbenschubes.	$= 1{\cdot}1$ D
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}$ O bis $\frac{1}{20}$ O
Breite der Dampfkanäle	$= 0{\cdot}36$ D
Höhe der Dampfkanäle	$= 0{\cdot}07$ D
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}10$ D

Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0{\cdot}57$ D
Kolbenschub der Luftpumpe	$= \frac{1}{2}\,l = 0{\cdot}55$ D
Ventil-Oeffnungen Höhe	$= 0{\cdot}13$ D
Ventil-Oeffnungen Breite	$= 0{\cdot}50$ D
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}06$ D

Speispumpen.

Durchmesser einer Pumpe.	$= 0{\cdot}11$ D
Kolbenschub.	$= \frac{1}{2}\,l = 0{\cdot}55$ D

Traversen.

a) Für den Dampfcylinder und für die Triebstange.

Länge der Traverse	= 1·55 D
Durchmesser der Zapfen an der Traverse	= 0·10 D
Höhe der Traverse in der Mitte	= 0·27 D
Dicke der Traverse	= 0·09 D

b) Für die Luftpumpe.

Länge der Traverse	= 1·55 D
Durchmesser der Zapfen	= 0·06 D
Höhe der Traverse (in der Mitte)	= 0·19 D
Dicke der Traverse (in der Mitte)	= 0·06 D
Metalldicke der Hülse	= 0·03 D

Triebstangen.

Länge der Hängstangen	= 2·20 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·10 D
Länge der Triebstange	= 2·60 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·14 D

Die Balanciers.

Länge eines Balanciers = 3·14 l	= 3·50 D
Höhe in der Mitte	= 0·65 D
Dicke der Nerve	= 0·04 D
Durchmesser des Drehungszapfens	= 0·19 D

Die Kurbel.

Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·14 D
Durchmesser der Kurbelwelle	= 0·22 D
Halbmesser der Kurbel	= 0·55 D

EILFTER ABSCHNITT.

Arbeitsmaschinen und Fabrikation.

Die Ramm-Maschine.

353.

Bezeichnungen.

(Längeneinheit 1 Centimeter, Gewichtseinheit 1 Kilogramm.)

Q das Gewicht des Rammblockes;
q das Gewicht des Pfahles;
h Fallhöhe des Blockes;
d Durchmesser des Pfahles;
$a = \frac{d^2 \pi}{4}$ Querschnitt des Pfahles;
l Länge des Pfahles;
ε Modulus der Elastizität des Holzes, aus welchem der Pfahl besteht;
s das Vordringen des Pfahles bei einem Schlag;
γ das Gewicht von einem Kubikcentimeter Holz;
R das Tragungsvermögen des Pfahles per 1 Quadratcentimeter seines Querschnittes;
a R das totale Tragungsvermögen des Pfahles oder der totale Widerstand, welchen das Erdreich dem weiteren Vordringen des Pfahles entgegensetzt, wenn derselbe beim letzten Schlag um s eingedrungen ist.

354.

Das Tragungsvermögen eines Pfahles.

Wenn das Einrammen eines Pfahles so lange fortgesetzt wird, bis derselbe beim letzten Schlag um s eindringt, so ist das Tragungsvermögen a R des Pfahles nach diesem Schlag:

$$a R = a \left\{ -\frac{s \varepsilon}{l} + \left(Q + \frac{1}{2} q\right) \frac{1}{a} + \right.$$

$$\left. \sqrt{\frac{2 \varepsilon}{a l} \left[\frac{Q^2}{Q+q} h + (Q+q) s\right] + \left[\frac{s \varepsilon}{l} - \left(Q + \frac{1}{2} q\right) \frac{1}{a}\right]^2} \right\}$$

Ist das Einrammen so lange fortgesetzt worden, bis das Eindringen ganz aufhört, so ist das Tragungsvermögen des Pfahls:

$$a R = \left(Q + \frac{1}{2} q\right) + a \sqrt{\frac{2 \varepsilon}{a l} \left(\frac{Q^2}{Q+q}\right) h + \frac{1}{a^2} \left(Q + \frac{1}{2} q\right)^2}$$

355.

Verhältniss zwischen der Grösse eines Pfahles und dem Gewicht des Blockes.

Wenn ein Pfahl so stark in die Erde getrieben werdeu soll, dass jeder Quadratcentimeter des Querschnittes eine Last R zu tragen vermag, muss das Einrammen mit einem Block geschehen, dessen Gewicht zu jenem des Pfahles in einem gewissen Verhältniss steht, welches durch folgenden Ausdruck annähernd bestimmt wird; vorausgesetzt, dass beim Einrammen so lang fortgefahren wird, bis der Pfahl nicht mehr weiter eindringt.

$$\frac{Q}{q} = \frac{R^2}{4 \varepsilon \gamma h} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{8 \varepsilon h q}{a l R^2}}\right)$$

Pochwerke.

356.

Bezeichnungen.

R Halbmesser des Theilrisses des Daumenringes;
i Anzahl der Daumen für einen Stempel;
m Anzahl der Stempel des Pochwerkes;
n Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute;
h Hubhöhe;
t Ruhezeit des Stempels nach dem Falle;

v Geschwindigkeit der Erhebung;
P Gewicht des Stempels;
f Reibungscoefficient für die Reibung der Stempel auf den Daumen;
E Nutzeffekt in Kilogramm-Metern, welcher zum Betrieb des Pochwerkes erforderlich ist.

Resultate der Rechnung.

$$v = \frac{h}{\frac{60}{i\,n} - \sqrt{\frac{2\,h}{g}} - t}$$

$$R = \frac{60\,v}{2\,\pi\,n}$$

$$n = \frac{60\left(\frac{1}{i} - \frac{h}{2\,R\,\pi}\right)}{\sqrt{\frac{2\,h}{g}} + t}$$

$$E = \frac{i\,m\,.\,n\,P}{60}\left(h + \frac{1}{2}\,f\,\frac{h^2}{R} + 2\,\frac{v^2}{2\,g}\right)$$

Pumpen.

357.

Wassermenge, welche durch die Pumpe gefördert werden soll.

Diese ist in den meisten Fällen gegeben. Der Bedarf an Trink- und Reinigungswasser für Städte beträgt für jeden Einwohner täglich 30 bis 40 Liter. Im Mittel kann man annehmen, dass 40 Liter genügend sind.

358.

Lieferung.

Wenn eine Pumpe sehr vollkommen ausgeführt ist, liefert dieselbe in einer bestimmten Zeit eben so viel Wasser, als das Volumen beträgt, das die Kolben beschreiben, während das Wasser aus den Cylindern getrieben wird. Bei minder vollkommener, aber doch guter Ausführung ist die Lieferung um 10 Prozent, bei ge-

wöhnlichen Pumpen um 20 Prozent kleiner als das von den Kolben beschriebene wirksame Volumen.

359.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese soll bei sorgfältig ausgeführten Pumpen $0 \cdot 2^m$ bis $0 \cdot 3^m$ betragen; bei unvollkommener Ausfürung $0 \cdot 25^m$ bis $0 \cdot 35^m$.

360.

Anzahl der Pumpencylinder.

Wenn die zu hebende Wassermenge nicht mehr als ungefähr 0·1 Kubikmeter beträgt, ist es für grössere Pumpenwerke, die nicht durch Menschenkraft bewegt werden, am zweckmässigsten, einen oder zwei Pumpencylinder auzuwenden. Für Bergwerkspumpen wird gewöhnlich ein einfach wirkender Cylinder gebraucht. Für Fabrikpumpen, so wie auch für Pumpen, die Trink- oder Reinigungswasser für Städte zu liefern haben, nimmt man in der Regel zwei einfach wirkende Cylinder.

361.

Durchmesser des Cylinders.

Nennt man:
q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ gefördert werden soll;
v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens;
D den Durchmesser eines Cylinders, so ist:

a) wenn die Wassermenge q durch einen doppelt wirkenden oder durch zwei einfach wirkende Cylinder gefördert werden soll:

$$D = \sqrt{m \,.\, \frac{4\,q}{\pi\,v}}$$

b) wenn das Wasser durch einen einfach wirkenden Cylinder gefördert werden soll:

$$D = 1 \cdot 41 \sqrt{m \,.\, \frac{4\,q}{\pi\,v}}$$

wobei zu setzen ist:

für sehr vollkommene Pumpen . $m = 1 \cdot 1$
„ gute Pumpen . . . . . . $m = 1 \cdot 15$
„ gewöhnliche Pumpen . . . $m = 1 \cdot 20$

362.

Saug- und Steigröhre.

Die Geschwindigkeit des Wassers in diesen Röhren beträgt gewöhnlich 1^m bis $1{\cdot}2^m$. In dem Falle, wenn eine bestimmte Wassermenge durch eine vorhandene Betriebskraft gefördert werden soll, müssen diese Röhren so weit gemacht werden, dass der Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden nicht zu gross ausfällt.

Nennt man:
u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre;
q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ gefördert werden soll;
d den Durchmesser der Röhren;
so ist:

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi u}}$$

363.

Reibungswiderstand.

Nennt man:
L die totale Länge der Röhren, welche das Wasser durchläuft;
z Die Höhe der Wassersäule, welche dem Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden entspricht;
u q d wie oben: Geschwindigkeit, Wassermenge und Durchmesser;
$\alpha = 0{\cdot}00001733$, $\beta = 0{\cdot}0003483$ } zwei Erfahrungscoeffizienten;
so ist:

$$z = L \cdot \frac{4}{d} (\alpha u + \beta u^2)$$

Die Werthe von $\alpha u + \beta u^2$ für verschiedene Werthe von u sind in der Tabelle 156 enthalten.

364.

Betriebskraft.

Nennt man:
h die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll;
N_n den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, und behält im Uebrigen die Bezeichnungen bei, welche in vorhergehender Nummer gewählt wurden;

so ist:

für sehr vollkommene Pumpwerke $75\,N_n = \left(1 + \frac{1}{10}\right) 1000\,q\,(h + z)$

„ gute Pumpwerke . . . . . $75\,N_n = \left(1 + \frac{2}{10}\right) 1000\,q\,(h + z)$

„ gewöhnliche Pumpwerke . . $75\,N_n = \left(1 + \frac{2\cdot5}{10}\right) 1000\,q\,(h + z)$

365.

Ventile.

Der Querschnitt der Ventille ist gleich zu machen dem Querschnitt der Saug- oder Druckröhre. Die Form der Ventile ist in Nr. 105 bestimmt worden.

Feuerlöschspritzen.

366.

Die folgende Tabelle enthält die Hauptdimensionen und die Hauptdaten über fünf Feuerlöschspritzen; jede mit zwei einfach wirkenden Cylindern und mit einem Windkessel.

Benennung der *Bestandtheile.*	Wagenspritzen.			Trag-Spritzen.		
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 1	Nr. 2	
Mannschaft	36	18	10	2	1	Arbeiter
Durchmesser der Stiefel . .	21	18	15	10	8	Centim.
Kolbenschub	30	27	22	15	12	„
Höhe der Kolben (von Gelbguss)	12	11	10	9	8	„
Höhe der Cylinder (Stiefel)	45	41	35	26	22	„
Geschwindigkeit der Kolben per 1″	0·48	0·41	0·40	0·30	0·27	Meter
Wassermenge, welche per 1″ ausgetrieben wird . . .	11	7	4·6	1·5	1	Liter
Diameter der Mundstücke.						
Mundstücke für d. Standrohr	24	20	17	11	9	Millimet.
	21	18	15	10	8	„

Benennung der *Bestandtheile.*	Wagenspritzen.			Trag-Spritzen.		
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 1	Nr. 2	
Diameter der Mundstücke.						
Mundstücke für d. Schlauch	29 21	25 18	21 15	14 10	11 8	Millim. "
Strahlhöhe, wenn aus dem Standrohr gespritzt wird	36	30	26	17	14	Meter
Abmessungen der Kegelventile.						
Der untere Diameter des Ventils	10	9	7	5	4	Centim.
Der obere Diameter des Ventils	12	11	8·7	6·5	5·3	"
Winkel der Seite des Kegels mit seiner Axe	45°	43°	39°	36°	34°	Grade
Aufliegen des Ventils, längs der Seite des Kegels gemessen	1·5	1·45	1·35	1·25	1·20	Centim.
Höhe des Ventilkörpers . .	1·06	1·06	1·05	1·01	1·0	"
Länge der Schläuche . . .	30 40	30 40	30 40	15	10	Meter
Durchmesser der Schlauchschraube	7	6	5	4	4	Centim.
Durchmesser der Schläuche	8	7	6	5	5	"
Länge des Standrohres von d. obern Windungskrümmung bis zum Mundstück	94	80	67	45	40	"
Durchmesser des Standrohres	4·5	4·5	4·5	3	3	"
Windkessel.						
Spannung der Luft im Kessel	5·4	4·0	3·4	2·0	1·6	Atmos.
Durchmesser des Kessels .	31	27	22	15	12	Centim.
Höhe des Kessels	80	72	60	50	40	"
Wassergehalt des Spritzenkastens	1000	630	414	135	90	Liter
Höhe des Kastenrandes über dem Boden	114	114	100	—	—	Centim.
Durchmesser d. Wagenräder						
" " Hinterräder	120	120	120	—	—	"
" " Vorderräder	81	81	81	—	—	"
Entfernung der Axen der Stiefel	80	72	60	50	40	"
Entfernung der Druckbäume	400	360	300	200	160	"



367.

Holzsägen.

A) Mit geradem Schnitt.

Die Abmessungen, die Geschwindigkeit der Bewegung und die Grösse der Betriebskraft richten sich nach der Beschaffenheit des zu sägenden Holzes, und es müssen in dieser Hinsicht unterschieden werden: a) Brettsägen für weiche Hölzer; b) Brettsägen für harte Hölzer; c) Fourniersägen. Die folgende Zusammenstellung enthält die wichtigsten Daten für diese drei Arten von Sägen.

	Brettsägen für		
	weiches Holz	hartes Holz	Fourniersäge
1) e Theilung der Säge, d. h. Entfernung der Spitzen zweier unmittelbar auf einander folgenden Zähne	0·04 bis 0·05	0·03 bis 0·04	0·008 bis 0·010
2) t Tiefe der Zähne	0·024 0·030	0·018 0·024	0·005 0·006
3) m Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt einer Zahnlücke und d. Flächeninhalt e t, welcher einer Theilung entspricht	0·75	0·65	0·50
4) i Verhältniss zwischen dem Volumen der Sägspähne und dem Volumen des Holzes, aus welchem sie entstanden sind	5·5	5	4
5) Dicke des Sägblattes	0·0015 0·0020	0·0015 0·0020	0·0003 0·00035
6) Breite des Schnittes	0·0030 0·0040	0·0030 0·0040	0·0006 0·0007
7) Breite des Sägeblattes	0·120 0·160	0·120 0·160	0·060 0·080
8) Länge der Verzahnung. Diese muss wenigstens noch einmal so lang sein als der Block dick ist. Gewöhnlich ist die Länge der Verzahnung	1·2ᵐ bis 1·6ᵐ	1·2 bis 1·6	1·2 bis 1 6
9) r Halbmesser der Kurbel: wenigstens gleich der halben Höhe des zu sägenden Holzes. Gewöhnlich ist r	0·30 0·50	0·30 0·50	0·30 0·60

	Brettsägen für weiches Holz	Brettsägen für hartes Holz	Fourniersäge
10) Verhältniss zwischen dem Halbmesser r der Kurbel und der Höhe h des zu sägenden Holzes	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70
11) ε das Vorrücken des Wagens nach jedem Schnitt: $\varepsilon = 2t\left(\frac{m}{i}\right)\left(\frac{r}{h}\right)$			
Gewöhnlich ist das Vorrücken . .	0·0043 bis 0·0063	0·0028 bis 0·0044	0·0006 bis 0·0008
12) Tangente des Winkels φ, welchen die Linie der Zahnspitzen mit der Richtung der Bewegung der Säge bildet: $\text{tang. } \varphi = \frac{\varepsilon}{2r}$			
Gewöhnlich ist tang. φ	0·007 0·006	0·005 0·0044	0·001 0·0007
13) n Anzahl der Schnitte per 1 Minute	80 bis 200	80 bis 200	180 bis 200
14) Schnittfläche per 1 Stunde gleich : $60 \times n \times \varepsilon \times h$			
Nimmt man für weiches Holz: $\varepsilon = 0{\cdot}0053 \quad n = 100 \quad h = 0{\cdot}4$			
Für hartes Holz: $\varepsilon = 0{\cdot}0036 \quad n = 100 \quad h = 0{\cdot}4$			
Für Fourniere: $\varepsilon = 0{\cdot}0007 \quad n = 200 \quad h = 0{\cdot}4$			
so ist die Schnittfläche per 1 Stunde	13 □M.	9 □M.	3·4 □M.



367.

Holzsägen.

A) Mit geradem Schnitt.

Die Abmessungen, die Geschwindigkeit der B… Grösse der Betriebskraft richten sich nach der … zu sägenden Holzes, und es müssen in dieser Hin… werden: a) Brettsägen für weiche Hölzer; b) B… Hölzer; c) Fourniersägen. Die folgende Zusam… die wichtigsten Daten für diese drei Arten vo…

1) e Theilung der Säge, d. h. Entfernung der Spitzen zweier unmittelbar auf einander folgenden Zähne . . . . . .

2) t Tiefe der Zähne . . . . . .

3) m Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt einer Zahnlücke und d. Flächeninhalt et, welcher einer Theilung en…spricht . . . .

4) i Verhältniss zwischen dem Volu… der Sägspähne und dem Volumen des Holzes, aus welchem sie entst… sind . . . .

5) Dicke des Sägblattes . . .

6) Breite des Schnittes . .

7) Breite des Sägeblattes.

8) Länge der Ver… wenigstens … ist als der Block … die Länge …

9) r Halbm… gleich d… den Hol…

der Kreissägen.

…gsweise gebraucht, um dünneres … von stärkeren Bäumen taugen sie …ltnissmässig gross gemacht werden …den, sind die Kreissägen nicht zu … breit ausfällt, was zur Folge hat, …rhält, als mit einer dünnen gerad …sten Daten für eine Kreissäge sind:

. . .	= 0·02	bis	0·03
. . .	= 0·014	„	0·02
. . .	= 0·002	„	0·003
. . .	= 0·003	„	0·004
. . .	= 0·5	„	0·7
…n per 1′	= 250	„	300
…raft und	= 4	„	6 Quadratmeter

Mahlmühlen.

368.

Gewichte der Getreidearten.

Gerste wiegt .	586 bis 625	Grammes
Korn (Roggen)	683 „ 722	„
Waizen . . .	742 „ 781	„
„ Spelz (Dinkel)	430	„
„ Hafer	410 „ 488	„

369.

…erhältnisse zwischen Mehl, Kleien und Abgang.

…gende Tabelle enthält eine Reihe von Erfahrungen über …rungen der Mühlen in verschiedenen Ländern.

	Brettsägen für		
	weiches holz	hartes Holz	Fourniersäge
15) Schnittfläche per 1 Pferdekraft Nutzeffekt per 1 Stunde:			
a) wenn die Sägzähne gut geformt und geschärft sind. .	3 □Met.	2 □Met.	8 □Met.
b) wenn die Sägzähne die gewöhnliche Form und Schärfung haben	2 „	1·5 „	7 „
16) q Gewicht des Sägegatters gewöhnlich	400 Kilg.	400 Kilg.	—

17) Q das Balancirgewicht, welches am Schwungrad anzubringen ist, wenn die Säge eine vertikale Bewegung macht:

$$Q = \frac{r}{\varrho}\left(q - \frac{1}{2} \cdot \frac{60 \times 75}{2} \frac{N}{r\,n}\right)$$

Hiebei bezeichnet N den Nutzeffect der Betriebsmaschine in Pferdekräften; n die Anzahl der Schnitte per 1'; ϱ die Entfernung des Schwerpunktes des Balancirgewichtes von der Drehungsaxe. Wenn dieser Ausdruck negativ ausfällt, ist das Balancirgewicht in dem Radius anzubringen, in welchem sich der Kurbelzapfen befindet. Fällt dagegen jener Ausdruck positiv aus, so muss das Balancirgewicht dem Kurbelzapfen gegenüber angebracht werden. Für die Brettsägen ist gewöhnlich:

$$N = 4 \qquad n = 100 \qquad r = 0{\cdot}36 \qquad q = 400$$

und dann wird:

$$Q = 275 \text{ Kilg.} \times \frac{r}{\varrho}$$

18) Gewicht des Schwungrades G. Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades V in Metern und in 1 Sekunde:

$$G \frac{V^2}{2g} = 5 \times 75 \times N$$

19) Die Zuschärfung der Sägzähne muss an den äusseren Flächen der Zähne, und zwar an den unteren und vorderen Kanten derselben, angebracht werden.

B) Circular- oder Kreissägen.

Die Kreissägen werden vorzugsweise gebraucht, um dünneres Holz zu sägen. Zum Zersägen von stärkeren Bäumen taugen sie nicht, weil die Sägscheibe unverhältnissmässig gross gemacht werden müsste. Um Fourniere zu schneiden, sind die Kreissägen nicht zu empfehlen, weil der Schnitt zu breit ausfällt, was zur Folge hat, dass man weniger Fourniere erhält, als mit einer dünnen gerad gespannten Säge. Die wesentlichsten Daten für eine Kreissäge sind:

Zahntheilung	= 0·02	bis	0·03	
Tiefe der Zähne	= 0·014	„	0·02	
Dicke des Sägblattes.	= 0·002	„	0·003	
Breite des Schnittes	= 0·003	„	0·004	
Durchmesser der Säge	= 0·5	„	0·7	
Anzahl der Umdrehungen per 1′	= 250	„	300	
Schnittfläche per Pferdekraft und per Stunde	= 4	„	6	Quadratmeter

---

Mahlmühlen.

368.

Gewichte der Getreidearten.

1	Liter	Gerste wiegt .	586	bis	625	Grammes
1	„	Korn (Roggen)	683	„	722	„
1	„	Waizen . . .	742	„	781	„
1	„	Spelz (Dinkel)		430		„
1	„	Hafer. . . .	410	„	488	„

369.

Verhältnisse zwischen Mehl, Kleien und Abgang.

Die folgende Tabelle enthält eine Reihe von Erfahrungen über die Lieferungen der Mühlen in verschiedenen Ländern.



	100 Kilg. Getreide geben			Bemerkungen.
	Mehl	Kleien	Abgang	
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	
Oesterreich . .	77·5	15·5	7	
„ . . .	80·4	16	3·6	
Frankreich. . .	75	23	2	mouture en grosse
„ . . .	77	22	1	„ économique
Amerika . . .	75·4	22	3	
Pommern . . .	83	14	2·8	
Danzig	86	10	3·7	
Baiern	85	10	4	
Mittel . .	80	16	4	

Die Zahl der Mehlsorten, welche aus dem Gesammtprodukt dargestellt werden, sind in jedem Lande anders.

Oesterreich.

Aus 100 Kilg. Waizen wird gewonnen:

Auszugmehl	Mundmehl	Semmelmehl	Kleien	Flugmehl
17	31·5	29	16	7

Frankreich.

Mouture en grosse.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 3. Qualität	Kleien
64	3	8	23

Mouture économique.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 2. Qualität	Mehl 3. Qualität	Mehl 4. Qualität	Kleien
36	18	16	3·5	2·5	22

Amerika.

Superfeines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Abgang
65	6·2	4·2	22	3

Pommern.

Feines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Flugmehl
58·6	12	11·5	14·1	2·8

370.

Erfahrungsregeln über den Mühlenbetrieb.

Nennt man:

D den Durchmesser des Steines in Metern;
n Anzahl der Umdrehungen des Steines per 1 Minute;
L Getreidemenge in Litern, welche ein Mahlgang per 1 Stunde vermahlt;
N die Betriebskraft in Pferden, welche zum Betrieb eines Mahlganges, und der dazu gehörigen Kornreinigungs- und Mehlsieb-Maschinen nothwendig ist.

Durch Vergleichung der Leistungen einer grossen Anzahl von Mahlmühlen hat es sich ergeben, dass folgende Beziehungen stattfinden:

$$N = \frac{L}{42} = 2{\cdot}66\,D = \frac{480}{n}$$

$$D = \frac{L}{112} = \frac{1}{2{\cdot}66}\,N$$

$$n = \frac{20160}{L}$$

Umfangsgeschwindigkeit des Steines in 1 Sekunde = 9·42 Meter.

Die Resultate dieser Erfahrungsregeln sind in folgender Tabelle enthalten:

L = 42	84	126	168	215	Liter
D = 0·375	0·750	1·12	1·50	1·92	Meter
n = 480	240	160	120	96	Umdrehungen
N = 1	2	3	4	5	Pferdekraft

Die neueren verbesserten Mühlen haben gewöhnlich Steine von 1·5 Meter Durchmesser, die per 1 Minute 120 Umdrehungen machen. Ein solcher Mahlgang erfordert eine Betriebskraft von 4 Pferden, und vermahlt per 1 Stunde 168 Liter Getreide, also per 1 Pferdekraft und per Stunde 42 Liter.

371.

Angaben über die Leistungen, Geschwindigkeiten und Betriebskräfte der verschiedenen Hilfsmaschinen, welche in den Mühlen angewendet werden.

Tafel XXXIX.

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Vorbereitungsmaschinen.			
1te Putzmaschine mit Drahtcylinder, um das Getreide von Stroh, Erde, grösseren Steinchen etc. zu reinigen	1000	0·25	—
Umdrehungen des Cylinders per 1 Minute	—	—	25
2te Putzmaschine mit 2 Schlagwerken u. 1 Ventilator (Tarrare)	670	0·20	—
Umdrehungen der Axen der Schläger	—	—	120
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	60
3te Putzmaschine mit Abreibsteinen, Bürsten und Windflügeln (Ramonerie)	670	1·00	—
Umdrehungen d. Laufersteins per 1 Minute	—	—	170
Umdrehungen der Bürste . .	—	—	170
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	340
Kornreinigungsmaschine von Cartier, mit vertikalem Reibcylinder und schiefliegendem Blechcylinder, vermittelst welchem die kleinen Saamenkörner beseitigt werden	400	1·00	—
Umdrehungen des vertikalen Cylinders per 1 Minute . . .	—	—	280
Umdrehungen des schiefliegenden Blechcylinders. . . .	—	—	28
Quetscher (Comprimeur) . . .	1000	1·00	—
Umdrehungen der Speisecylinder per 1 Minute	—	—	5·5
Umdrehungen der Quetschcylinder per 1 Minute	—	—	30

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Mehl.			
Bürstensieb	31	0·1	?
Cylinder-Sieb mit Beuteltuch:			
Umdrehungen per 1 Minute .	—	—	24
Betriebskraft	—	0·13	—
Lieferung bei 42 Quadratmetern Siebfläche	600 800	—	—
Griessortir-Sieb mit Beuteltuch .	—	0·1	24
Transport-Maschine.			
Sackzug	—	2	1·5^{m}
Schöpfwerk (h Hubhöhe) . . .	9000	$\frac{h}{36}$	1·3
Fortleiter mit Schraube	1000	1	25

Papierfabrikation.

Tafel XL.

372.

Verhältniss zwischen Rohstoff und Fabrikat.

100 Kilg. Lumpen der 1. Sorte geben 70 Kilg. fertiges Postpapier.
100 „ „ „ 2. „ „ 70 „ „ Schreibpapier.
100 „ „ „ 3. „ „ 70 „ „ Druckpapier.
100 „ „ „ 4. „ „ 64 „ „ Packpapier.

373.

Leistungen der Holländer.

Ein Halbzeug- und ein Ganzzeug-Holländer liefern zusammen in 12 Arbeitsstunden folgende Quantitäten fertigen Zeuges.

Fertiger Zeug für Postpapier	= 103	Kilg.
„ „ „ Schreibpapier	= 167	„
„ „ „ Druckpapier	= 167	„
„ „ „ Packpapier	= 203	„

374.

Leistungen der Papiermaschine.

Eine Papiermaschine liefert in 12 Arbeitsstunden:

Postpapier	310	Kilg.
Schreibpapier	500	„
Druckpapier	500	„
Packpapier	610	„

375.

Personale.

Eine Fabrik mit einer Maschine und mit 6 bis 8 Holländern braucht folgendes Personal:

Sortiren des Rohstoffs	28	Arbeiter
Holländer-Saal	2	„
Maschinen-Saal	3	„
Sortiren des Papieres	14	„
Waschküche	2	„
Heizung	1	„
Summe . .	50	Arbeiter

376.

Die Holländer.

	Meter
Länge eines Holländertroges	3·3
Breite desselben	1·35
Tiefe	0·53
Durchmesser der Trommel	0·68
Breite der Trommel	0·68

Anzahl der Messer einer Trommel	Halbzeug-Holländer	36
	Ganzzeug- „	48
Anzahl der Schneiden des Grundwerkes	Halbzeug- „	12
	Ganzzeug- „	16
Anzahl der Umdrehungen der Trommel per 1 Minute	Halbzeug- „	166
	Ganzzeug- „	200
Anzahl der Holländer auf eine Maschine		6 bis 8
Betriebskraft für einen Holländer		4 „ 3

377.

Zeug-Bütten.

Anzahl der Zeug-Bütten auf 1 Maschine	2
Durchmesser einer Bütte	3·2
Höhe einer Bütte	1·22
Anzahl der Umdrehungen des Rührers per 1 Minute	3·5
Höhe des Bodens der Bütte über dem Boden des Maschinensaals	1·5

378.

Papiermaschine.

Länge der Maschine	12·4 Meter
Breite der Maschine	2 „
Abstand der Maschine von der Wand	2 „

Ueber die Detailabmessungen der Maschine siehe Tafel XL.

Anzahl der Bewegungen des Schüttlers per 1 Minute	162 bis 324
Anzahl der Schläge des Knotensiebes per 1 Minute	250 bis 350
Geschwindigkeit des Papiers per 1 Sekunde	0·13 bis 0·15
Betriebskraft in Pferden	3 bis 4

379.

Wasserpumpe.

Wassermenge, welche per 1 Minute ein Halbzeug-Holländer und ein Ganzzeug-Holländer zusammen brauchen	0·14 Kubikmeter
Wassermenge, welche die Maschine per 1 Minute braucht	0·14 „

Wenn die Pumpe aus einem doppelt wirkenden oder aus zwei einfach wirkenden Cylindern besteht, und wenn sie zur Bedienung von 1 Maschine und 6 Holländern dienen soll, ist zu nehmen:

Der Durchmesser des Kolbens . . .	0·2 Meter
Geschwindigkeit des Kolbens . . .	0·3 „

380.

Saugapparat.

Luftvolumen, welches per 1 Minute aufgesaugt werden muss	1·4 Kubikmeter
Höhe des inneren Wasserspiegels über dem äusseren im Maximum	0·3 Meter
Anzahl der Glocken	3
Durchmesser einer Glocke	0·24 „
Halbmesser der Kurbeln	0·25 „
Länge der Maschine.	1·15 „
Breite	0·5 „
Höhe bis zur Axe der Kurbeln.	3 „

381.

Dampfkessel für eine Fabrik von 6 Holländern und 1 Maschine.

Zur Heizung der Lokalitäten im Winter	6 Pferdekraft
Zum Trocknen des Papiers auf der Maschine . .	2 „
Zur Bedienung der Waschküche	1 „

382.

Grösse der Lokalität für eine Fabrik mit 6 bis 8 Holländern und 1 Maschine.

Lokalität	Länge Meter	Breite Meter	Höhe Meter
Holländersaal für 6 bis 8 Holländer . .	10	11	3·7
Maschinensaal für 1 Maschine	18	6	3·7
Lumpensortirsaal	18	6	3·7
Papiersortirsaal	18	6	3·7

Baumwollenspinnerei.

383.

Garn-Nummerirung.

Die Feinheit der Garne ist in den folgenden Resultaten über die Baumwollenspinnerei nach der französischen Nummerirung angegeben.

Französische Eintheilung.

1 Echeveau = 10 Echevettes	= 700 Haspelumgängen	= 1000 Meter	
1 Echevette	= 70 „	= 100 „	
	1 Haspelumgang	= 1·428 „	

Englische Eintheilung.

1 Hank = 7 Leys	= 560 Haspelumgängen	= 840 Yards	= 2520′ engl.
1 Ley	= 80 „	= 120 „	= 360′ „
	1 Haspelumgang	= 1·5 „	= 4·5′ „

Reduktion der englischen Garnnumeros in französische Numeros und umgekehrt.

Die englischen Garnnummern müssen mit 0·847 multiplizirt werden, um die entsprechenden französischen Nummern zu erhalten.

Die französischen Garnnummern müssen mit 1·180 multiplizirt werden, um die entsprechenden englischen Nummern zu erhalten.

Die folgende Tabelle gibt für jede englische Nummer die entsprechende französische und umgekehrt.

Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.
2	1·7	26	22·1	58	49·3	90	76·5
3	2·55	28	23·8	60	51	100	85
4	3·4	30	25·5	62	52·7	110	93·5
5	4·25	32	27·2	64	54·4	120	102
6	5·1	34	28·9	66	56·1	130	110·5
7	5·95	36	30·6	68	57·8	140	119
8	6·8	38	32·3	70	59·5	150	127·5
9	7·65	40	34	72	61·2	160	136
10	8·5	42	35·7	74	62·9	170	144·5
12	10·2	44	37·4	76	64·6	180	153
14	11·9	46	39·1	78	66·3	190	161·5
16	13·6	48	40·8	80	68	200	170
18	15·3	50	42·5	82	69·7	220	187
20	17	52	44·2	84	71·4	240	204
22	18·7	54	45·9	86	73·1	260	221
24	20·4	56	47·6	88	74·8	280	238

384.

Länge der Fasern bei verschiedenen Wollen.

	Länge der Fasern in Millimetern.
Smyrna, Kirkakaz, Macedonien, Kinick	16 bis 18
Louisiana, Neu-Orleans, Manilla, Carolina, kurze Georgia	18 „ 23
Lange Georgia, Motril, Surinam, Barbados, Caracas .	25 „ 29
Mako, Fernambuk	32 „ 38

385.

Lieferung der Schlagmaschinen, Carden und Streckwerke in 12 bis 13 Arbeitsstunden.

Ein Zausler (Wolf) liefert in 12 bis 13 Arbeitsstunden	2000 Kilg.
Eine Schlagmaschine (Batteur éplucheur)	700 „
Eine Wickelmaschine (Batteur étaleur).	700 „
Eine einfache Grob- oder Feincarde von 0·57ᵐ Breite	12 „
Eine doppelte Fein- oder Grobcarde von 0·97ᵐ Breite	20 „
Ein Streckkopf	30 „

Um die Anzahl der Streckköpfe zu finden, welche für eine gewisse tägliche Production erforderlich sind, muss man die in Kilg. ausgedrückte tägliche Produktion dividiren durch:

30	wenn	nur einmal	gestreckt	wird.
15	„	zweimal	„	„
10	„	dreimal	„	„
7·5	„	viermal	„	„

386.

Resultate über die Banc-à-broches.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Banc-à-broches-Maschinen für Garne von verschiedener Feinheit.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Nummern der Garne, welche nach beendigtem Spinnprozess durch die Mulestühle geliefert werden sollen.

In der Abtheilung A sind die Nummern der Lunten angegeben, welche für Garne von verschiedener Feinheit die Banc-à-broches-Maschinen zu liefern haben. Von Nr. 10 bis 70 sind 2, von Nr. 70 bis 150 sind 3 Banc-à-broches-Maschinen anzuwenden.

Die Abtheilung B gibt die Anzahl der Umdrehungen, welche die Spindeln der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen in einer Minute machen sollen.

Die Abtheilung C gibt die Anzahl der Zwirnungen, welche die Lunten der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen auf 1 Meter Länge erhalten sollen

Die Abtheilung D gibt die Lieferungen in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschine.

Die in den Abtheilungen B, C, D enthaltenen Zahlen sind durch folgende empirische Formeln berechnet worden.

$$n = 425 + 25\,\mathfrak{N}$$

$$Z = 148 \sqrt{\frac{\mathfrak{N}}{10 + 0{\cdot}2\,N}}$$

$$L = 0{\cdot}36 \,.\, \frac{n}{\mathfrak{N}\,Z}$$

Und es bedeutet in denselben:

$\mathfrak{N}$ die Nummer der Lunte;
N die Nummer des Garns;
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;
Z die Anzahl der Zwirnungen einer Lunte von Nummer $\mathfrak{N}$ auf 1 Meter Länge;
L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel.

387.

Banc-à-broches.

Nummer des Garns.	A Nummer der Lunten.			B Umdrehungen der Spindeln per 1 Minute.			C Lieferung in Kilg. in 12 Stunden von einer Spindel.			D Zwirnungen per 1 Meter Länge.		
	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br. Nr. III.	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
10	0·33	1	—	433	450	—	19·270	3·760	—	24·5	43	—
20	0·66	2	—	441	475	—	7·480	1·520	—	32·1	56	—
30	1·00	3	—	450	500	—	4·360	0·937	—	37	64	—
40	1·33	4	—	458	525	—	3·100	0·674	—	40	70	—
50	1·66	5	—	466	550	—	2·350	0·534	—	43	74	—
60	2·00	6	—	475	575	—	1·900	0·447	—	45	77	—
70	2·33	7	—	483	600	—	1·622	0·386	—	46	80	—
80	1	4	8	450	525	625	5·586	0·814	0·358	29	58	82
90	1·1	4·5	9	452	537	650	5·101	0·734	0·309	29	59	84
100	1·2	5	10	455	550	675	4·522	0·660	0·282	30	60	86
110	1·4	5·5	11	460	562	700	3·815	0·603	0·263	31	61	87
120	1·5	6	12	463	575	725	3·584	0·556	0·247	31	62	88
130	1·6	6·5	13	466	587	750	3·346	0·516	0·233	31	63	89
140	1·7	7	14	467	600	775	3·190	0·419	0·221	31	63	90
150	1·8	7·5	15	470	612	800	3·032	0·466	0·211	31	63	91

388.

Geschwindigkeit und Lieferung der Trostle-Spindeln.

Nennt man:
N die Nummer des Garns, das gesponnen werden soll;
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute;
L die Lieferung einer Spindel in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden;
so ist:

$$L = \frac{3}{400} \cdot \frac{n}{N^2}$$

Gewöhnlich ist die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute gleich 4000, und dann wird:

für N =	10	20	30	40	50
L =	0·30	0·075	0·033	0·020	0·012

389.

Tub-Maschinen (Rota Frotteur).

Numero der Lunte	= 0·33
Geschwindigkeit der Röhren per 1 Minute .	= 400 Umdrehungen
Lieferung einer Röhre in 12 Arbeitsstunden	= 15 Kilg.

390.

Mule-Stühle.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Mule-Stühle.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Garn-Nummern, die zweite Vertikalkolumne gibt an, wie lang die Wollfasern für Garne von verschiedener Feinheit sein sollen.

Die dritte Vertikalkolumne gibt die Anzahl der Umdrehungen der Spindel per 1 Minute. Von Nr. 100 bis 150 sind immer zwei Geschwindigkeiten angegeben; die erstere ist die Anzahl der Spindelumdrehungen während des Wagenauszuges, die letztere die Anzahl der Spindelumdrehungen für die Nachzwirnung, nachdem der Wagen seine Bewegung beendigt hat. Die vierte und fünfte Kolumne geben die Anzahl der Zwirnungen auf 1 Meter Fadenlänge und zwar für Ketten- und für Schussgarn.

Die fünfte und sechste Columne enthalten die Lieferungen einer Spindel in 12 Arbeitsstunden.

Die Tabelle ist vermittelst folgender empirischen Formeln berechnet worden.

λ Länge einer Wollfaser für Garn von Numero N . . . . $= \sqrt[3]{437\,N - 1626}$

Zwirnungen auf 1 Meter Länge Kettengarn $= 900 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

" " 1 " " Schussgarn $= 720 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

Lieferung einer Spindel- (Kette) . . . . . $= \frac{13}{N^{1 \cdot 66}}$

Lieferung einer Spindel- (Schuss). . . . . $= \frac{16}{N^{1 \cdot 66}}$

391.

Mule Spinn-Stühle.

Nr. des Garns.	Länge der Wollfasern in Millimetern.	Umdrehungen der Spindeln per 1 Min.	Zwirnungen per 1 Meter Länge bei		Lieferung einer Spindel in 12 Stunden.	
			Ketten-Garn.	Schuss-Garn.	Ketten-Garn.	Schuss-Garn.
					Kilg.	Kilg.
10	14	4200	796	637	0·2840	0·355
20	20	4000	900	720	0·0900	0·112
30	23	3800	981	785	0·0465	0·058
40	25	3600	1053	842	0·0285	0·036
50	27	3400	1107	885	0·0197	0·024
60	29	3200	1143	914	0·0146	0·018
70	30	3000	1197	948	0·0112	0·014
80	32	2800	1224	979	0·0090	0·0112
90	33	2600	1260	1008	0·0074	0·00925
100	35	2400 / 4800	1278	1022	0·0062	0·00775
110	36	2200 / 4400	1305	1044	0·0053	0·00662
120	37	2000 / 4000	1332	1065	0·0046	0·00575
130	38	1800 / 3600	1359	1087	0·0040	0·00500
140	39	1600 / 3200	1377	1102	0·0037	0·0046
150	40	1400 / 2800	1395	1116	0·0032	0·0040

392.

Betriebskraft für die Maschinen einer Baumwollenspinnerei, mit Einschluss der Transmission.

	Pferdekräfte.
Schlagmaschine mit 2 Schlägern und einem Ventilator. Ein Schläger $\frac{1}{2}$, der Ventilator 2, zusammen . . .	3
Wickelmaschine mit 1 Schläger und 1 Ventilator . .	2
Eine einfache Carde von 0·57^{m} Breite	0·13
Eine Doppelcarde von 0·97^{m} Breite	0·22
Eine Abfallcarde von 0·97^{m} Breite	0·29
Ein Laminoirkopf	0·041
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2	0·0085
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 2 bis 6	0·0073
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 6 bis 12	0·0063
Eine Tube-Spule	0·0238
Eine Trostle-Spindel.	0·0095
Eine Mule-Jenny-Spindel	0·00228

393.

Raum für die Aufstellung der Maschinen einer Baumwollenspinnerei.

Man erhält die Räume, welche zur Aufstellung der Maschinen einer Spinnerei erforderlich sind, wenn man die in der folgenden Tabelle enthaltenen Zahlen mit der Anzahl der Maschinen oder Spindeln multiplicirt.

	Braucht Raum Quadratmeter
Eine Schlagmaschine mit 2 Flügeln	14·4
Eine Wickelmaschine	10^{m}
Eine Fein- oder Grobcarde von 0·97^{m} Breite mit Bandleitung	9
Eine Vereinigungsmaschine	2·6
Eine Cardenschleifmaschine	5·1
Ein Streckkopf à 5 Cylinder mit Bandleitung	0·6
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2	0·3
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 2 bis 4	0·2
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 4 bis 8	0·15
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 8 bis 12	0·12
Eine Tube-Spule	0·54
Eine Trostle-Spindel.	0·09

	Braucht Raum Quadratmeter
Eine Mule-Spindel für Garn von Nr. 10 bis 20 . . .	0·117
„ „ „ „ „ „ 20 „ 40 . . .	0·105
„ „ „ „ „ „ 40 „ 60 . . .	0·093
„ „ „ „ „ „ 60 „ 100 . . .	0·031

394.

Erklärung der drei folgenden Tabellen.

Es unterliegt zwar vermittelst der vorhergehenden Angaben keiner Schwierigkeit, die für eine gegebene tägliche Produktion erforderlichen Arbeitsmaschinen, Betriebskraft und Räumlichkeiten zu bestimmen; einfacher kommt man jedoch zum Ziele, wenn man sich der folgenden drei Tabellen bedient, welche die Verhältnisse der Produktion der verschiedenen Garne klar vor Augen legen.

395.

*Maschinen, um täglich **100** Kilg. Mule-Ketten-Garn zu spinnen.*

Benennungen der Maschinen.	Anzahl der Maschinen oder Organe, wenn gesponnen werden soll Garn von Nr.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlag-Maschinen . . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Wickel-Maschinen . . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Grobcarden v. 0·97ᵐ Breite	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Feincarden v. 0·97ᵐ Breite	—	—	5	5	5	5	5	5	5
Streckköpfe .	6	6	10	10	10	10	13	13	13
Banc-à-broch. Spindel Nr. 1	5	13·3	22·9	32·2	52·6	17·9	22·1	27·8	31·3
Banc-à-broch. Spindel Nr. 2	26·6	65·8	106	148	223	122	151	179	205
Banc-à-broch. Spindel Nr. 3	—	—	—	—	—	279	354	405	452
Mule-Spindel	353	1111	2150	3510	6850	11111	16130	21740	27090

396.

Betriebskraft, um täglich ***100*** *Kilg. Mule-Kettengarn zu spinnen.*

Benennung der *Maschine.*	Nutzeffekt in Pferdekräften, wenn gesponnen werden soll Garn von Nummer								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	—	—	—
Wickelmaschinen	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	—	—	—
Grobcarden à 0·97ᵐ Breite	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Feincarden à 0·97ᵐ Breite	—	—	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Streckwerke	0·246	0·246	0·410	0·410	0·410	0·410	0·533	0·533	0·533
Banc-à-broches Nr. 1	0·043	0·113	0·195	0·274	0·447	0·152	0·188	0·236	0·266
Banc-à-broches Nr. 2	0·226	0·559	0·774	1·080	1·628	0·891	1·102	1·307	1·497
Banc-à-broches Nr. 3	—	—	—	—	—	1·758	2·230	2·552	2·848
Mule-Spindel	0·800	2·533	4·902	8·000	19·18	25·33	36·78	49·57	61·76
Totale Betriebskraft für 100 Kilg.	3·129	5·265	9·195	12·678	24·579	31·455	43·033	56·398	69·104
Anzahl der Mule-Spindeln per 1 Pferd	112	210	233	280	280	336	374	385	400

397.

Räumlichkeiten für Spinnereien, die täglich 100 Kilg. Garn produziren.

Benennung der *Maschinen.*	Raum für die Aufstellung der Maschinen in Quadratmetern. Garn-Numeros.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen .	2	2	2	2	2	2	—	—	—
Wickelmaschinen .	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	—	—	—
Grobcarden . . .	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Feincarden . . .	—	–	45	45	45	45	45	45	45
Streckwerke . .	3·6	3·6	6	6	6	6	7·8	7·8	7·8
Banc-à-broch. Nr. 1	1·5	4·0	7	10	16	5·4	6·6	8·4	9·4
" " 2	5·3	13·2	21	30	45	25	30	36	41
" " 3	—	—	—	—	—	42	53	61	68
Mulespindelstühle.	42	130	225	368	639	1033	1307	1761	2194
Anzahl der Spinnsäle (Mulestühle)	1	2	2	3	3	3	3	3	3
Flächenraum eines jeden Saales . .	59	69	127	139	177	267	371	492	600
Anzahl der Mulespindeln, welche im Carderiesaal aufgestellt sind .	—	—	—	—	210	1200	2280	3575	4774
Raum, welchen die Spindeln im Carderiesaal einnehmen	—	—	—	–	17	97	184	289	386
Raum, den sämmtliche Vorwerke im Carderiesaal einnehmen. . . .	59	69	127	139	159	172	188	203	216

Diese Räume sind als Minima zu betrachten. Bureau, Magazine und andere Lokalitäten sind nicht mitgerechnet

Der Carderiesaal enthält in Spinnereien für grobes und mittelfeines Garn nur allein Vorwerke; in Feinspinnereien dagegen wird auch ein Theil der Spinnstühle daselbst aufgestellt. Die zweit- und drittletzte Horizontalreihe geben hierüber näheren Aufschluss.

398.

Angaben für die Disposition der Maschinen einer Spinnerei und für die Anordnung der Transmission. Tafel XLI.

Diese Tafel enthält die wichtigsten Daten für die Disposition der Maschinen und für die Anordnung der Transmission. Diese Daten sind: 1) Die Hauptabmessungen der Maschinen. 2) Der Platz für die Triebrollen. 3) Grösse und Geschwindigkeit dieser Rollen.

Die Bedeutung der Buchstaben ist:

K Anzahl der Köpfe einer Streckbank;
S Anzahl der Spindeln oder Röhren einer Maschine;
L Länge einer Maschine mit S Spindeln oder Röhren;
s Anzahl der Spindeln oder Röhren, welche zu einem System vereinigt sind;
l Länge eines Systems;
Nr. die Nummer, welche dem Produkt (Band, Lunte, Garn) entspricht das eine Maschine liefert.

399.

Gewicht von einem Meter Länge einer Watte, eines Bandes, einer Lunte oder eines Garnfadens von einer gewissen Nummer.

Es sei:
G dieses Gewicht in Kilg., und
N die der Feinheit des Produktes entsprechende Nummer;
so ist:

$$G = \frac{1}{2000\,N}$$

$$N = \frac{1}{2000\,G}$$

400.

Lieferung einer Maschine oder eines Organes.

Nennt man:

C (in Metern und per 1") die Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Watte, eine Lunte oder ein Garnfaden an irgend einer Stelle einer Maschine fortbewegt;
N die Nummer, welche der Feinheit des Produkts entspricht;

L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden, welche jener Bewegung entspricht;

so hat man:

$$L = 21{\cdot}6 \frac{C}{N}$$

$$N = 21{\cdot}6 \frac{C}{L}$$

401.

Erfahrungsresultate über mechanische Weberei.

Die folgenden zwei Tabellen enthalten die wichtigsten Erfahrungsresultate über die mechanische Weberei von glatten Baumwollgeweben.

Benennung des *Gewebes.*	Nr. der Kette.	Nr. des Eintrages.	Anzahl der Ketten oder Eintragfäden auf 1 Centimeter.	Anzahl der Kammbewegungen per 1 Minute.	Gewicht von einem Quadratmeter Gewebe.	Gewobene Fläche in 12 Stund.		Gewicht der in 12 Stunden gewobenen Fläche.	Anzahl d. Webstühle, um täglich 100 Kilg. Garn zu verweben.
						theoret.	praktisch		
Cretonne	10	12	17	114	0·158	48	36	5·69	17
„	15	18	20	110	0·130	39	29	3·77	26
„	20	25	23	107	0·104	33	24	2·49	40
Calicot	25	32	26	104	0·091	29	22	2·00	50
„	30	39	29	101	0·084	25	19	1·59	63
„	35	45	31	98	0·078	23	17	1·33	75
„	40	52	34	94	0·075	20	15	1·13	88
„	45	59	37	91	0·072	18	13	0·94	105
Mousseline	50	66	39	88	0·068	16	12	0·82	122
„	55	71	41	85	0·066	15	11	0·73	136
„	60	80	45	82	0·065	13	9·7	0·63	160
„	65	86	47	78	0·063	12	9·0	0·57	175
Jaconet	70	93	50	75	0·062	11	8·3	0·51	200
„	75	100	53	72	0·062	9·7	7·3	0·45	222
„	80	107	56	69	0·061	8·8	6·6	0·40	250
„	85	116	59	66	0·061	8·0	6·0	0·37	270
„	90	120	61	62	0·060	7·3	5·4	0·32	312
„	95	129	66	59	0·060	6·5	4·9	0·29	344
„	100	134	67	56	0·059	6·0	4·5	0·26	400

Benennung der *Maschinen.*	Anzahl d. Maschinen für 100 Webstühle.	Anzahl d. Maschinen, um täglich 100 Kilg. Garn von Nr. 30 bis 40 zu verweben.	Betriebskraft in Pferden für eine Maschine	Platz für die Aufstellung einer Maschine in Quadratmetern.	Umdrehungen der Triebrollen per 1 Minute.
Webstuhl	100	88	0·10	4·06	100
Schlichtmaschine . . .	3 bis 4	2·6 bis 3·5	0·70	30	130 bis 140
Spuhlmaschine mit 144 Spindeln	1	0·88	0·20	10	110 bis 120
Zettelmaschine. . . .	2	1·76	0·10	32	95

Eisenfabrikation.

Roheisenerzeugung.

402.

Eisengehalt verschiedener Erze.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht von dem Eisengehalt verschiedener Eisenerze.

Spezies.	Varietät.	Eisengehalt Minimum.	Eisengehalt Maximum.
Eisenoxydul . .	Magneteisenstein.	0·80	0·90
Eisenoxyd . . .	Eisenglanz	0·40	0·60
	Rotheisenstein.	0·50	0·70
	Eisenocker.	0·35	0·45
Eisenoxyd-Hydrat	Schwarzeisenstein	0·30	0·40
	Brauneisenstein	0·40	0·50
	Gelbeisenstein	0·35	0·55
Kohlensaures Eisenoxydul .	Spatheisenstein, Eisenspath .	0·35	0·45
	Brauneisenspath	0·35	0·45
	Thoniger Eisenspath . . .	0·30	0·45
Eisensilikat . .	Oxydul	0·15	0·45
	Oxyd.	0·15	0·45

403.

Das Rösten der Erze.

In einem Röstofen können in 24 Stunden 15000 bis 20000 Kilg. Erze geröstet werden, und für 100 Kilg. Erze sind 4 bis 5 Kilg. Steinkohlen erforderlich.

404.

Gewicht der Holzkohlen.

Das Gewicht von 1 Kubikmeter Holzkohle ist:

für Kohle aus Buchenholz (Knippelholz). . .	260	bis	280	Kilg.
" " " " (Wipfelholz) . . .	230	"	240	"
" " " Eichenholz (Knippel)	220	"	230	"
" " " " gescheitert . . .	200	"	210	"
" " " weichem Holz.	140	"	180	"
" " " Fichten- und Tannenholz . .	180	"	220	"

405.

Verhältniss zwischen Holz und Kohle.

Das Gewichtsverhältniss zwischen Holz und Kohle ist:

1) wenn die Verkohlung schnell erfolgt . . . $\frac{12}{100}$ bis $\frac{18}{100}$

2) wenn die Verkohlung langsam erfolgt . . $\frac{32}{100}$ " $\frac{33}{100}$

3) in den gewöhnlichen Fällen . . . . $\frac{26}{100}$ " $\frac{27}{100}$

Das Verhältniss zwischen dem Volumen der Kohle und dem Volumen des Holzes, aus welchem dasselbe entstanden ist, beträgt $\frac{35}{100}$ bis $\frac{50}{100}$. Die Haufen enthalten gewöhnlich 45 bis 60 Kubikmeter Holz. Die Dauer der Operation ist 6 bis 8 Tage.

406.

Gedörrtes Holz.

Man hat in neuerer Zeit versucht, halbverkohltes Holz statt Holzkohlen für den Betrieb der Hochöfen anzuwenden, und es haben sich dabei im Allgemeinen ökonomisch günstige Resultate ergeben. Das Dörren oder Halbverkohlen geschieht in gusseisernen

Kästen, die einer bis zu 300° erhitzten Luft ausgesetzt werden. Man erhält aus 100 Gewichtstheilen Holz 45 bis 60 Gewichtstheile gedörrtes Holz.

407.

Verkohlung der Steinkohlen. Coaksbereitung.

Wenn die Verkohlung in freien Haufen geschieht, erhält man unter günstigen Umständen:

aus 100 Gewichtstheilen	Gewichtstheile Coaks
fetten Kohlen.	40 bis 45
mittleren Kohlen . . .	50 „ 55
mageren Kohlen . . .	60 „ 70

Die Dauer der Verkohlung ist bei ruhiger Luft:

für magere Kohlen . .	14 bis 15 Stunden
für fette Kohlen . . .	36 „ 48 „

Wenn die Verkohlung in geschlossenen Oefen geschieht, gewinnt man von 100 Kilogramm Steinkohlen 65 bis 69 Kilogramm Coaks. Die Dauer der Operation ist 21 bis 22 Stunden.

Erfahrungen über den Hochofenbetrieb mit Holzkohlen.

408.

Quantität der Produktion eines Ofens.

Die Roheisenmenge, welche ein Hochofen liefert, richtet sich vorzugsweise nach seinem grössten Horizontalquerschnitt, und nach der Luftmenge, die in den Ofen getrieben wird. Die Höhe des Ofens hat nur einen geringen Einfluss auf die Quantität der Produktion, vorausgesetzt, dass sie der Schmelzbarkeit der Erze ungefähr angemessen ist. — Für Erze, die ungefähr gleich leicht schmelzbar sind, geben die an Eisengehalt reichsten die grösste Produktion. — Um das Maximum der Produktion zu erhalten, muss die Höhe des Ofens für schwer schmelzbare Erze und für dichtere Kohlen grösser sein, als für leicht schmelzbare Erze und leichte Kohlen.

409.

Wind.

Die Luftmenge, welche in einen Hochofen mit Holzkohlenbetrieb eingeblasen werden muss, um einen günstigen Gang zu erhalten, beträgt für jeden Quadratmeter seines grössten Querschnitts

10·3 bis 12·8 Kubikmeter per 1 Minute. (Die Dichte der Luft auf jene der Atmosphäre zurückgeführt.) — Beträgt die Luftmenge bedeutend weniger, als so eben angegeben wurde, so nimmt die Quantität der Produktion ab, und der Kohlenaufwand nimmt verhältnissmässig zu. Beträgt die Luftmenge mehr, als oben angegeben wurde, so nimmt der Brennstoffaufwand zu, ohne dass die Eisenproduktion wächst.

410.

Verbrauch an Holzkohle.

Wenn der Gang eines Hochofens vortheilhaft geregelt ist, werden per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnittes 80 bis 100 Klg. Holzkohlen verbrannt. — Durch Vergleichung des Luftbedarfes mit dem Kohlenverbrauch ergibt sich, dass für 1 Klg. Holzkohle 7·69 Kubikmeter Luft erforderlich sind. — Der Aufwand an Holzkohle für 100 Kilg. Eisenproduktion ist für verschiedene Erze, wie folgt:

Beschaffenheit der Erze.	Eisengehalt der Erze in 100 Kilg. Erz	Holzkohlenaufwand in Klg. zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen
Leicht schmelzbare Erze	25 bis 30	66 bis 90
	30 „ 35	90 „ 110
	35 „ 40	120 „ 130
Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	30 „ 40	110 „ 140
	40 „ 50	140 „ 180
	50 „ 60	180 „ 210
Schwer schmelzbare Erze	30 „ 40	160 „ 200
	40 „ 50	210 „ 250
	50 „ 60	250 „ 300

Die unteren Grenzen für den Kohlenaufwand entsprechen der Produktion von weissem und halbweissem, die oberen Grenzen dagegen der Darstellung von grauem Roheisen.

Niedrige Oefen consumiren verhältnissmässig zur Produktion mehr Brennstoff als hohe Oefen.

411.

Hochofenbetrieb mit Coaks und mit kalter Luft.

Zu einem regelmässigen und vortheilhaften Betrieb eines Hochofens mit Coaks sind für jeden Quadratmeter seines Querschnittes 6 bis 8 Kubikmeter Luft erforderlich. — Bei dieser Luftmenge be-

trägt der Coaksverbrauch für jeden Quadratmeter Querschnitt und per 1 Stunde 50 bis 70 Kilog. — Ein Kilog. Coaks braucht daher zum Verbrennen 7·5 Kubikmeter Luft. Mit dieser Luftmenge braucht man zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen folgende Quantitäten Coaks.

Für leicht schmelzbare Erze	180	bis	210 Kilg.
„ Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	210	„	260 „
„ schwer schmelzbare Erze	260	„	300 „

412.

Spannung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsen.

Die für einen geregelten Hochofenbetrieb angemessene Spannung der Luft richtet sich vorzugsweise nach der Beschaffenheit des Brennstoffes. Der Unterschied zwischen dieser Spannung und dem äusseren atmosphärischen Luftdruck beträgt, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimeter		
für Kohlen aus weichem Holz .	2	bis	3
„ „ „ harzigen Hölzern	3	„	4
„ „ „ hartem Holz . .	4	„	6
„ leichte Coaks	8	„	13
„ dichte Coaks	13	„	19

413.

Hochofenbetrieb mit erhitzter Luft.

Ueber den Betrieb der Hochöfen mit erhitzter Luft hat man bis jetzt im Wesentlichen folgende Erfahrungen gemacht.

1) Die Schmelzung erfolgt sehr regelmässig und schnell. Die Produktion ist um die Hälfte grösser, als bei Anwendung von kalter Luft.
2) Der Brennstoffaufwand zur Darstellung einer gewissen Quantität Roheisen ist selbst in dem Falle, wenn die Luft nicht durch die abgehenden Hochofengase erhitzt wird, um $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner als bei Anwendung von kalter Luft.
3) Die Luftmenge, welche für eine gewisse Roheisenproduktion in den Hochofen getrieben werden muss, ist um $\frac{1}{4}$ und die Spannung in der Windleitung um $\frac{1}{3}$ kleiner, als bei kalter Luft.



4) Die Anwendung von erhitzter Luft gestattet, dass die Coaks durch Steinkohlen, und dass die Holzkohlen durch Holz im natürlichen oder gedörrten (halbverkohlten) Zustande ersetzt werden können.

5) Das Roheisen, welches bei Anwendung von erhitzter Luft erhalten wird, ist sehr weich, dunkelgrau, hat eine geringe Festigkeit, und ist, weil es die Formen sehr scharf ausfüllt, vorzugsweise für Gusswaaren geeignet.

6) Die Qualität des Schmiedeisens, welches aus solchem Roheisen bereitet wurde, hat man bis jetzt in den meisten Fällen nicht befriedigend gefunden, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass die Umstände, welche auf die Qualität des Eisens Einfluss haben, noch nicht genug bekannt sind, und erst durch weitere Erfahrungen ausgemittelt werden müssen.

414.

Schlackenbildung.

Eine quantitativ und qualitativ vortheilhafte Eisenproduktion ist immer mit einer gewissen Quantität von Schlackenbildung verbunden. Diese Schlackenbildung beträgt auf 100 Klg. Guss:

Für Coaksöfen, welche graues Gusseisen liefern	259	bis	298	Kilg.	Schlacken
Für Coaksöfen, welche weisses oder halbweisses Gusseisen liefern	137	„	201	„	„
Für Holzkohlenöfen, welche graues Gusseisen liefern	230	„	280	„	„
Für Holzkohlenöfen, welche Roheisen für Schmiedeisen-Bereitung liefern	120	„	170	„	„

415.

Zuschläge.

Diese haben den Zweck, entweder die in den Erzen in zu grosser Menge befindliche Kieselerde durch basische Erden zu sättigen, oder den Mangel an Kieselerde durch quarzige Substanzen zu ersetzen, oder auch durch Bildung von mehreren und zusammengesetzten Silikaten die Verschlackbarkeit der Erden zu erhöhen.

416.

Dimensionen der Hochöfen.

Die folgenden Regeln zur Bestimmung der Dimensionen eines Hochofens sind durch Vergleichung von 20 Hochöfen erhalten worden. Die Dimensionen, welche man durch diese Regeln erhält, sind daher nur mittlere Werthe, und müssen in jedem besonderen Fall nach dem Grad der Schmelzbarkeit der Erze und nach der Beschaffenheit des Brennmaterials modifizirt werden.

Nennt man:
E die in Kilog. ausgedrückte Roheisenmenge, welche ein Hochofen in 24 Stunden liefern soll;
k den Brennstoffbedarf in Kilog. zur Darstellung von 100 Kilog. Roheisen;
D den Durchmesser des grössten Horizontalquerschnittes des Ofens;
H die Höhe des Ofens, vom Boden des Herdes bis zur Gicht gemessen, das Kamin jedoch nicht mitgerechnet;
so ist:

Für Holzkohlenöfen . . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{k\,E}{216000}}$ Meter

Für Coaksöfen. . . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,\frac{k\,E}{117600}}$ „

Durchmesser der Gicht	0·43 D
Der untere Durchmesser der Rast .	0·31 D
Die Weite des Herdes	0·22 D
Länge des Herdes	0·605 D
Höhe des Eisenkastens	0·183 D
Höhe des Ofens vom Boden des Herdes bis zur Gicht	H = 3·43 D
Höhe des Kamins über der Gicht .	0·24 H
Höhe des Schachtes	0·66 H
Höhe der Rast	0·178 H
Höhe des Gestelles	0·166 H

417.

Produktionsfähigkeit, Brennstoffverbrauch und Luftbedarf von Hochöfen von verschiedener Grösse.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht über die Produktion und Consumtion von Hochöfen von verschiedener Grösse. Zur Berechnung dieser Tabelle wurde angenommen:

Für Coaksöfen . . {
235 Kilg. Coaks für 100 Kilg. Roheisen.
6·18 Kubikmeter Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmeter Querschnitt.
49 Kilg. Coaks per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter Querschnitt.

Für Holzkohlenöfen {
160 Kilg. Holzkohlen für 100 Kilg. Roheisen.
11·56 Kubikmeter Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmeter Querschnitt.
90 Kilg. Holzkohlen per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter Querschnitt.

D Weite des Ofens.	H Höhe des Ofens.	*Holzkohlenöfen mit kalter Luft.*			*Coaksöfen mit kalter Luft.*		
		Produktion an Roheisen in 24 Stund.	Holzkohlenverbrauch in 24 Stund.	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetern.	Produktion an Roheisen in 24 Stund.	Coaksverbrauch in 24 Stund.	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetern.
Meter	Meter	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	
2·0	6·86	4241	6796	36·3	1570	3689	19·4
2·5	8·58	6615	10584	56·6	2450	5757	31·3
3·0	10·3	9544	15270	81·7	3535	8307	43·7
3·5	12·0	12987	20779	111·2	4810	11304	59·5
4·0	13·7	16956	27129	145·2	6280	14758	77·6
4·5	15·4	21465	34344	184·7	7950	18683	108·1
5·0	17·2	26501	42402	227·0	9815	23065	121·3

Hochofengebläse.

418.

Luftbedarf eines Hochofens.

Der Luftbedarf der Hochöfen ist, wie schon früher angegeben wurde:

Für Holzkohlenöfen	10·25 bis 12·85 Kubikmeter per 1 Minute und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnitts.
Für Coaksöfen . .	6·18 Kubikmeter per 1 Minute und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnittes.

419.

Pressung in der Windleitung.

Diese richtet sich nach der Natur des Brennstoffes; sie ist, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimeter
für leichte Kohlen aus Tannenholz	2 bis 3
„ Kohlen aus harzigem Holz .	3 „ 5
„ Kohlen aus hartem Holz . .	4 „ 6
„ leichte Coaks	8 „ 13
„ dichte Coaks	13 „ 19

420.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese ist:

bei kleineren hölzernen Kastengebläsen . .	$0{\cdot}75^m$ bis 1^m
bei grösseren eisernen Cylindergebläsen . .	$0{\cdot}90^m$ „ $1{\cdot}2^m$

421.

Verhältniss zwischen der eingesaugten und ausgeblasenen Luftmenge.

Dieses Verhältniss ist:

bei hölzernen Kastengebläsen . . . . $\frac{10}{6}$

bei eisernen Cylindergebläsen . . . . $\frac{4}{3}$

422.

Querschnitt eines Gebläsecylinders oder eines Gebläsekastens.

Nennt man:

$\mathfrak{B}$ das Luftvolumen, welches ein Cylinder oder ein Kasten per 1″ in den Hochofen liefern soll (auf 0° Temperatur reducirt);

t die Temperatur der eingesaugten Luft;
O den Querschnitt eines Cylinders oder eines Kastens;
v die Geschwindigkeit des Kolbens per 1";
so ist:
für einfach wirkende hölzerne Kastengebläse:

$$O = 2 \cdot \frac{10}{6} \cdot \frac{\mathfrak{B}}{v} (1 + 0{\cdot}00367\, t)$$

für doppeltwirkende eiserne Cylindergebläse:

$$O = \frac{4}{3} \cdot \frac{\mathfrak{B}}{v} (1 + 0{\cdot}00367\, t)$$

423.

Länge des Kolbenschubes.

Dieser ist bei Cylindergebläsen gleich dem Durchmesser des Kolbens; bei Kastengebläsen gleich $\frac{3}{4}$ von der Weite eines Kastens.

424.

Querschnitt der Saugventile.

Dieser ist bei Kastengebläsen gleich $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{12}$ vom Querschnitt eines Kastens; bei Cylindergebläsen gleich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ vom Querschnitt eines Cylinders.

425.

Querschnitt der Druckventile.

Gleich $\frac{1}{22}$ vom Querschnitt des Cylinders oder des Kastens.

426.

Windleitung.

Für kalte Luft ist der Querschnitt der Windleitung gleich $\frac{1}{20}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher doppelt wirkenden Cylinder oder $\frac{1}{10}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher

einfach wirkenden Kasten. Für erhitzte Luft muss dieser Querschnitt noch im Verhältniss $1 + 0{\cdot}00367\,T : 1$ vermehrt werden. Hierbei bezeichnet T die Temperatur der erhitzten Luft.

427.

Regulator mit unveränderlichem Volumen.

Das Volumen eines solchen Regulators (Windkessels) soll 40 bis 60 Mal so gross sein, als das Luftvolumen, welches derselbe in jeder Sekunde aufzunehmen und abzugeben hat.

428.

Anzahl der Düsenöffnungen.

Holzkohlenöfen erhalten nur eine Düse, wenn die per 1 Minute einzublasende Luftmenge nicht mehr als 30 Kubikmeter beträgt. Coaksöfen erhalten immer wenigstens zwei Düsen. Beträgt die einzublasende Luftmenge 70 bis 100 Kubikmeter per 1 Minute, so sind drei Düsen erforderlich.

429.

Summe der Querschnitte sämmtlicher Düsenöffnungen.

Nennt man:

o die Summe der Querschnitte aller Düsenöffnungen;

𝔙 das Volumen, welches die Luft, die per 1″ in den Hochofen getrieben werden soll, bei 0 Grad Temperatur und unter dem atmosphärischen Luftdruck einnimmt;

P die Pressung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsenöffnungen;

p die Pressung im Hochofen, welche nahe dem atmosphärischen Druck gleich ist;

T die Temperatur der Luft in der Windleitung;

k den Contraktionscoeffizienten für die Düsenöffnungen. In der Regel ist $k = 0{\cdot}9$ bis $0{\cdot}95$;

U die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus den Düsenöffnungen tritt;

$g = 9{\cdot}808$ die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper;

so ist:

$$U = \sqrt{2g \frac{10333(1+0{\cdot}00367\,T)}{1{\cdot}3} \text{ lognat. } \frac{P}{p}}$$

$$o = \frac{\mathfrak{V}(1+0{\cdot}00367\,T)}{k\,U}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung der Luft in der Windleitung in Quecksilber-Centimetern	T = 12°		T = 300°	
	U	$\frac{\mathfrak{V}}{o}$	U	$\frac{\mathfrak{V}}{o}$
2	64	57	93	40
3	79	71	114	49
4	91	82	132	57
6	110	99	159	68
8	126	113	183	79
10	141	127	204	88
12	153	138	222	95
14	165	148	239	103
16	175	157	253	109
18	185	166	268	115

430.

Betriebskraft für die Gebläse.

Nennt man:

$\mathfrak{V}$ das Volumen, welches die Luft, die per 1″ in den Hochofen getrieben werden soll bei 0 Grad Temperatur und unter dem Druck der Atmosphäre einnimmt;

P die Pressung der Luft in der Windleitung auf 1 Quadratmeter;

N den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, in Pferdekräften ausgedrückt;

so ist:

$$N = \frac{1{\cdot}7 \times 10333}{75} \text{ lognat. } \frac{P}{10333} \times \mathfrak{V}$$

Die Resultate, welche diese Formel liefert, sind in folgender Tabelle enthalten:

Pressung in der Windleitung in Quecksilberhöhen	Centimeter									
	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18
$\frac{N}{\mathfrak{B}} = \frac{\text{Pferdekraft}}{\text{Luftvolumen}}$	9·2	11·4	13·6	17·8	22·3	28·6	34·7	38·7	40·7	48·5

431.

Apparate zur Erhitzung der Luft.

Vortheilhafteste Temperatur, bis zu welcher die Luft erhitzt werden soll		300°
Vortheilhafteste Heizfläche, um 1 Kubikmeter Luft per 1 Minute zu erhitzen .		0·8 bis 1 Quadratmeter
Vortheilhafteste Geschwindigkeit der Luft in den Wärmeröhren		10^m bis 11^m
Geschwindigkeit der Luft in der Röhre, durch welche sie von dem Heizapparat nach den Düsenöffnungen geleitet wird		10^m bis 11^m
Brennstoffaufwand, um 1 Kubikmeter Luft zu erhitzen	Holz . . .	$\frac{1}{15}$ Kilg.
	Steinkohlen	$\frac{1}{30}$ „
Nutzeffekt des Heizapparats		0·5

Schmiedeisen-Fabrikation

nach englischer Art.

432.

Verhältnisse zwischen Feineisen, Puddeleisen und fertigem Schmiedeisen.

Roheisen Kilg.		Feineisen Kilg.		Puddeleisen Kilg.		Schmiedeisen Kilg.
1·50	gibt	1·35	gibt	1·20	gibt	1·00
1·25	„	1·13	„	1·00	„	0·83
1·11	„	1·00	„	0·92	„	0·74
1·00	„	0·90	„	0·80	„	0·67



433.

Brennstoffaufwand für verschiedene Operationen.

Um 1 Kilg. Roheisen in Feineisen umzuwandeln, braucht man 0·303 bis 0·313 Kilg. Coaks.

Um 1 Kilg. Feineisen in Puddeleisen umzuwandeln, braucht man 1 Kilg. Steinkohlen.

Um 1 Kilg. weisses Roheisen zu puddeln, braucht man 1·4 bis 1·5 Kilg. Steinkohlen.

Wenn die Arbeitsmaschinen (Gebläse, Hämmer und Walzwerke) mit Dampfmaschinen getrieben werden, braucht man zum Betrieb derselben für jedes Kilg. fertiges Eisen $\frac{1}{5}$ Kilg. Steinkohlen.

434.

Wöchentliche Produktion der Oefen und der Maschinen.

Eine Finerie mit 6 Düsen produzirt per 1 Woche 130 Tonn. fein Metall
„ „ „ 4 „ „ „ 1 „ 90 „ „ „
„ „ „ 3 „ „ „ 1 „ 48 „ „ „

Ein Puddelofen liefert wöchentlich 17 Tonnen Eisen, wenn fein Metall, und 11 Tonnen, wenn Roheisen gepuddelt wird.

Wegen oftmal eintretender Reparaturen muss die Anzahl der Puddelöfen um die Hälfte grösser genommen werden.

Die Anzahl der Schweissöfen verhält sich zu jener der Puddelöfen wie 5 : 12.

435.

Abmessungen, Geschwindigkeiten, Betriebskräfte und wöchentliche Produktion der Maschinen.

Stirnhammer.

Gewicht des Hammerkörpers	4000 Kilg.
Gewicht des Amboss-Stockes	4000 „
Gewicht der Daumentrommel	4000 „
Halbmesser des Schwungrades	2·7^{m}
Anzahl der Schläge per 1 Minute.	80 bis 90
Erhebung des Hammers über die Bahn . .	0·35 bis 0·40^{m}
Betriebskraft	12 bis 15 Pferde
Wöchentliche Produktion gleich jener von 10 bis 12 Puddelöfen oder ungefähr. . . .	70 bis 100 Tonnen

Quetscher.

Anzahl der Oscillationen per 1 Minute . . .	80 bis 90
Betriebskraft in Pferden	8 „ 10
Wöchentl. Produktion gleich der eines Stirnhammers oder ungefähr	70 „ 100 Tonnen

Luppen-Train.

Dieser Train besteht gewöhnlich aus zwei Walzwerken. Das erste (Zängwalzwerk, Ebaucheur) hat concav quadratische Cannelirungen und dient zum Ausstrecken der Luppen. Das zweite hat flache viereckige Cannelirungen und dient zur Umformung der Stäbe, welche das erste Walzwerk geliefert hat, in länglichte Platten.

Durchmesser der Zäng- und Formwalzen . . .	$0{\cdot}48^m$ bis $0{\cdot}50^m$
Länge der Walzen	$1{\cdot}60^m$ „ $1{\cdot}70^m$
Durchmesser der Zapfen an den Walzen. . . .	$0{\cdot}26^m$ „ $0{\cdot}27^m$
Gewicht eines Walzenpaares	4500 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen der Walzen per 1 Minute:	
a) wenn die Luppen vorher unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	30 bis 40
b) wenn die Luppen, unmittelbar nachdem sie aus dem Puddelofen gezogen wurden, durch die Walzen gelassen werden	20 bis 30
Betriebskraft für den ganzen Train	20 Pferde
Wöchentliche Produktion des Trains:	
a) wenn die Luppen zuerst unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	200 Tonnen
b) wenn die Luppen unmittelbar aus den Puddelöfen zwischen die Walzen gebracht werden	160 Tonnen
Ein Stirnhammer, ein Quetscher und ein Luppentrain erfordern zusammen eine Betriebskraft von	40 Pferden

Grosse Scheere.

Anzahl der Schnitte per 1 Minute	20 bis 30
Betriebskraft.	2·5 bis 3
Wöchentliche Produktion	100 Tonnen

Grobeisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus 3 Walzwerken:

Erstes Walzwerk. Reckwalzen mit concavquadratischen Cannelirungen.

Zweites Walzwerk. Formwalzen mit quadratischen, runden, oder flach viereckigen Cannelirungen.

Drittes Walzwerk. Polirwalzen mit glatten Oberflächen.

Länge der Reck- und Formwalzen	$1{\cdot}45^m$ bis $1{\cdot}55^m$
Durchmesser der Walzen	$0{\cdot}36^m$ „ $0{\cdot}40^m$
Durchmesser der Zapfen an den Walzen . .	$0{\cdot}24^m$ „ $0{\cdot}27^m$
Gewicht eines Walzenpaares	1500 bis 2000 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . .	70 bis 80
Betriebskraft für den Train:	
a) wenn immer entweder nur mit den Reckwalzen oder mit den Formwalzen gearbeitet wird	20 Pferde
b) wenn gleichzeitig mit allen Walzen gearbeitet wird.	36 „
Wöchentliche Produktion { im Falle a . . .	60 Tonnen
Wöchentliche Produktion { im Falle b . . .	80 „

Feineisen-Train.

Dieser besteht gewöhnlich aus folgenden Walzwerken:

a) ein Walzwerk mit 3 Walzen und mit quadratischen Cannelirungen;

b) ein Walzwerk mit 3 Walzen mit flach viereckigen Cannelirungen;

c) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit runden Cannelirungen;

d) ein schmales Walzwerk mit 2 Walzen mit quadratischen Cannelirungen.

Durchmesser der Walzen von a, b, c, d . . .	$0{\cdot}20^m$ bis $0{\cdot}24^m$
Länge der Walzen von a und b	$0{\cdot}65^m$ „ $0{\cdot}70^m$
Länge der Walzen von c und d	$0{\cdot}16^m$ „ $0{\cdot}20^m$
Anzahl der Umdrehungen sämmtlicher Walzen per 1 Minute.	200 bis 250
Betriebskraft für den ganzen Train	15 bis 20 Pferde
Wöchentliche Produktion.	18 Tonnen

Schneidwerk mit Scheiben.

Als Präparirwalzen dienen glatte Walzen von 0·35 bis $0{\cdot}40^m$ Durchmesser, die per 1 Minute 42 bis 45 Umdrehungen machen.

Die wesentlichen Daten für die Anordnung eines Schneidwerkes sind:

Breite der Bänder. Millimet.	Durchmesser der Schneidscheiben. Meter.	Anzahl der Scheiben obere Walze.	untere Walze.	Umdrehung per 1'.
4·5 bis 9	0·27	6	7	50
11 „ 14	0·30	5	6	47
14 „ 16	0·33	4	5	43
20 „ 23	0·36	3	4	39

Betriebskraft eines Schneidwerkes . . . . 4 bis 5 Pferde
Wöchentliche Produktion . . . . 65 Tonnen

Blechwalzwerk.

Die Länge der Walzen richtet sich nach der Breite der Bleche. Die folgende Tabelle gibt angemessene Dimensionen für Walzen von verschiedener Länge.

Breite der Bleche. Meter	Länge der Walzen. Meter	Durchmesser der Walzen. Meter	Durchmesser der Zapfen. Meter
0·40	0·50	0·24	0·18
0·88	1·00	0·37	0·24
1·30	1·50	0·50	0·30
1·80	2·00	0·60	0·35

Die Geschwindigkeit der Walzen richtet sich vorzugsweise nach der Dicke der Bleche.
Anzahl der Umdrehungen für dünne Bleche 40 per 1 Minute.
„ „ „ „ mittlere „ 25 bis 30 per 1 Min.
„ „ „ „ starke „ 20 „ 22 „ 1 „
100 Kilg. Schmiedeisen geben 65 bis 75 Kilg. dickes Blech.
100 „ „ „ 50 „ 55 „ dünnes Blech.

Die Betriebskraft richtet sich nach dem Querschnitt der Bleche.
Für Bleche von 1·8ᵐ Breite und 0·01ᵐ Dicke . . 60 Pferdekraft
„ „ „ 1ᵐ „ „ 0·005ᵐ „ . . 40 „
„ „ „ 0·5ᵐ „ „ 0·003ᵐ „ . . 20 „

Die wöchentliche Produktion beträgt für jede Pferdekraft ungefähr $\frac{1}{4}$ Tonne.

Eisenbahn-Schienen-Train.

Durchmesser der Walzen . . . . 0·45ᵐ bis 0·50ᵐ
Länge der Walzen . . . . 1·20ᵐ „ 1·40ᵐ
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . . . . 55 bis 65



Betriebskraft	40 bis 50 Pferde
Wöchentliche Produktion	42 „ 54 Tonnen

Die totale Betriebskraft einer englischen Schmiede ist der wöchentlichen Eisenproduktion proportional und beträgt für jede Tonne der wöchentlichen Produktion 0·6 Pferdekraft. Dabei ist die Betriebskraft für das Gebläse nicht mitgerechnet.

436.

Allgemeine Regeln über den Bau der Maschinen zur Eisenfabrikation.

Bei dem Bau dieser Maschinen, so wie überhaupt bei dem Bau aller Maschinen, die heftige Stösse auszuhalten haben, müssen folgende Regeln beobachtet werden.

1) Müssen diese Maschinen im Allgemeinen stärker gebaut werden, als solche, die nur Widerstände zu überwinden haben. Macht man die Zapfen und Wellen um die Hälfte stärker, als bei gewöhnlichen Triebwerken und bestimmt alle übrigen Dimensionen nach den Verhältnisszahlen, welche im dritten Abschnitt für die Construktion der Maschinenbestandtheile angegeben wurden, so erhält man praktisch brauchbare Abmessungen.
2) Es müssen vorzugsweise diejenigen Theile sehr stark gemacht werden, welche kostspielig sind, und deren Wiederersetzung mit Zeitverlust und Unkosten verbunden ist.
3) Um sich zu versichern, dass die so eben bezeichneten Bestandtheile nicht brechen, muss man andere Bestandtheile, die weniger kostspielig sind, und die leicht ersetzt werden könnnen, nur so stark machen, dass sie zwar den Normalwiderstand hinreichend überwältigen können, dass sie aber zuerst brechen, wenn überhaupt Umstände eintreten, bei welchen ein Bruch unvermeidlich wird. Deshalb sind bei den Walzwerken die Kupplungshülsen die schwächsten Theile.
4) Die gerippten Formen, vermittelst welcher Maschinen, die nur Widerstände zu überwinden haben, mit dem geringsten Materialaufwand hinreichende Festigkeit erhalten, sind bei Maschinen, die Stösse auszuhalten haben, nicht zweckmässig. Die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Stösse richtet sich vorzugsweise nach dem Volumen und nicht nach der Form der Körper. Gedrungene Formen sind daher für diese Maschinen am geeignetsten.

5) Das Material soll vorzugsweise dahin concentrirt werden, wo die stossweise Bewegungsmittheilung zunächst erfolgt.
6) Die Fundamente zur Aufstellung dieser Maschinen sollen aus Holz hergestellt werden, und die Verbindung aller Theile soll in der Art geschehen, dass eine kleine Nachgiebigkeit des hölzernen Fundamentes ohne Brechen eines Maschinentheiles statt finden kann.

437.

Schwungräder für Walzwerke.

Die Schwungräder der Walzwerke müssen so schwer gemacht werden, dass die Betriebsmaschine 30″ bis 60″ wirken muss, bis die normale Geschwindigkeit der Maschine eintritt.

Nennt man:
N den Nutzeffekt in Pferdekräften der Betriebsmaschinen;
P das Cewicht des Schwungringes;
C die normale Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades;
T = 30″ bis 60″ die Zeit, während welcher die Maschine, ohne zu arbeiten und unter der Einwirkung des Motors, laufen muss, bis im Schwungrad die Geschwindigkeit C eintritt;
so ist:

$$P = \frac{2\,g \times 75 \times N \times T}{C^2}$$

Den Halbmesser des Schwungrades darf man in der Regel 12 mal so gross machen, als den Durchmesser der Schwungradswelle.

Hammerwerke zur Darstellung des Stabeisens.

438.

Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise zum Zängen und Ausstrecken der Luppen angewendet. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Grösse der Luppen. Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für solche Luppenhämmer.



Gewicht der Luppe. Kilg.	Gewicht des Hammers ohne Stiel. Kilg.	Hubhöhe des Hammers über d. Bahn. Meter	Anzahl der Schläge per 1 Minute.
25	250	0·40	160
30	300	0·43	140
40	400	0·46	120
50	500	0·50	100

Zum Zängen und Ausstrecken einer Luppe sind 35 Minuten erforderlich. Bei ununterbrochener Arbeit könnten demnach in 12 Stunden Arbeitszeit 18 Luppen gezängt und ausgestreckt werden.

439.

Schwanzhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise gebraucht, um die starken Stangen, welche vermittelst der Aufwerfhämmer aus den Luppen erhalten wurden, weiter auszustrecken, um flaches, quadratisches, rundes oder gezaintes Eisen von schwächeren Querschnittsdimensionen zu erhalten. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Stärke des darzustellenden Eisens.

Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für grosse, mittlere und kleine Schwanzhämmer.

Starkes Eisen.

a) Flacheisen	Breite	0·04	0·06^m	0·15^m	
	Dicke	0·008	0·01^m	0·02^m	
b) Bandeisen	Breite	0·054	0·06	0·07	0·08^m
	Dicke	0·010	0·015	0·015	0·03^m
c) Stabeisen	Breite	0·030	0·035	0·035	0·04^m
	Dicke	0·010	0·026	0·014	0·016^m
d) Quadratisches Eisen	Dicke	0·02	0·025	0·06	

Zur Darstellung dieser Eisensorten werden Hämmer gebraucht von 250 Kilg. Gewicht (ohne Stiel), 0·50^m bis 0·60^m Hubhöhe über der Bahn und die per 1 Minute 100 bis 160 Schläge machen.

Bei ununterbrochener Arbeit werden in 12 Stunden 6000 Kilg. Eisen produzirt.

Mittelstarkes Stabeisen.

a) Flacheisen	Breite 0·03 — 0·04 Dicke 0·007 — 0·009
b) Stabeisen	Breite 0·025 — 0·03 Dicke 0·008 — 0·012
c) Quadratisches Eisen	Dicke 0·015 — 0·02

Diese Eisensorten werden mit Hämmern gemacht, die ohne Stiel 100 Kilg. wiegen, 0·35^m bis 0·45^m hoch über die Bahn gehoben werden und per 1 Minute 140 bis 200 Schläge machen.

Schwaches Eisen.

a) Bandeisen	Breite 0·015 – 0·035 Dicke 0·004 — 0·007
b) Quadratisches und gezaintes Eisen . .	Dicke 0·005 — 0·008
c) Rundeisen	Dicke 0·007 — 0·03

Hierzu haben die Hämmer 50 Kilg. Gewicht, 0·25 — 0·3^m Hubhöhe und machen per 1 Minute 240 bis 300 Schläge.

Mit diesen kleinen Hämmern werden in 12 Arbeitsstunden 1200 bis 1500 Kilg. Eisen geschmiedet.

440.

Grosse Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise in England angewendet, um grosse Maschinenbestandtheile, als: Wellen, Kurbeln, Kurbelaxen fur Lokomotive etc., aus Schmiedeisen anzufertigen. Dies geschieht durch Zusammenschweisen von dünnen Stäben oder Platten und durch Ausstrecken unter dem Hammer. Das Gewicht dieser Hämmer richtet sich theils nach dem Gewicht der zu bearbeitenden Gegenstände, theils nach dem Querschnitt derselben. Um Lokomotiv-Axen oder Wellen bis zu 16 Centm. Durchmesser zu schmieden, werden Hämmer angewendet, die, den Stiel mitgerechnet, 2000 bis 4000 Kilg. wiegen, 0·45^m Hubhöhe haben, und die in der Minute 80 bis 100 Schläge machen. Zur Anfertigung der grossen Wellen und Kurbeln für grosse Schiffsmaschinen haben die Hämmer oft ein Gewicht von 10000 Kilg. und machen in der Minute 60 bis 80 Schläge.

441.

Grosse Stirnhämmer.

Diese haben mit Einschluss des Stieles ein Gewicht von 2000 bis 4000 Kilg., eine Hubhöhe von 0·45 bis 0·50^m und machen 90 bis 100 Schläge per 1 Minute. Sie werden vorzugsweise zum Zängen der Puddelofenluppen gebraucht. Mit 20 bis 30 Schlägen ist eine Luppe fertig geschmiedet. Ein Hammer ist hinreichend für 10 bis 12 Puddelöfen.

442.

Nasmyth's Dampfhammer.

Diese Hämmer werden gegenwärtig vorzugsweise in den grösseren Construktionsateliers zu den grösseren Schweissarbeiten angewendet. Ihr Gewicht beträgt 1000 bis 4000 Kilg. und die Hubhöhe 0·6 bis 1^m. Sie machen im Minimum (wenn der ganze Hub gebraucht wird) 60 bis 80 Schläge per 1 Minute.

Wenn nur $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ des ganzen Hubes gebraucht wird, kann die Anzahl der Schläge 120 bis 160 per 1 Minute betragen.

443.

Nutzeffekt zum Betrieb der Hämmer.

Man kann annehmen: 1) dass die Erhebungszeit, die Fallzeit und die Ruhezeit gleich gross sind; 2) dass der Nutzeffekt zwei mal so gross ist als jener, welcher der Erhebung des Gewichts entspricht. Unter dieser Voraussetzung hat man zur Berechnung irgend eines Hammers folgende Gleichungen:

$$n r = \frac{3}{2 \pi} s m$$

$$i n = m$$

$$E = \frac{P h m}{30} \text{ Kilgm.}$$

Die Bedeutung der Grössen ist:

P das Gewicht des Hammers und des Stieles;
h die Hubhöhe über den Ambos;

s Weg, den der Angriffspunkt des Hammers zurücklegt, während derselbe vom Daumen bewegt wird;
r der Halbmesser des Daumenring-Theilkreises;
n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute;
m Anzahl der Schläge des Hammers per 1 Minute;
i Anzahl der Daumen;
E der Nutzeffekt in Kilgm., welcher zum Betrieb des Hammers erforderlich ist.

444.

Schwungräder für Hämmer.

Der Erfahrung zufolge soll die lebendige Kraft des Schwungrades eines Hammers 5 bis 10 mal so gross sein als der Effekt der Betriebsmaschine.

Nennt man:
G das Gewicht des Schwungrings;
V die normale Umfangsgeschwindigkeit des Rings;
E den Nutzeffekt in Kilgm., welcher per 1" zum Betrieb des Hammers erforderlich ist;
so hat man:

1) Für grosse Stirn-, Aufwerf- und Schwanzhämmer $G V^2 = 100 E$
2) Für Aufwerfhämmer zur Luppenarbeit . . . $G V^2 = 98 E$
3) Für Schwanzhämmer von 250 Kilgm. Gewicht $G V^2 = 90 E$
4) Für kleine Schwanzhämmer . . . . $G V^2 = 70 E$

ZWÖLFTER ABSCHNITT.

Sammlung von Tabellen.

445.

Allgemeine Maasstafel, enthaltend die Maasse verschiedener Länder.

1) *Anhalt*: wie in Preussen.
2) *Baden*: 1 Fuss = 10 Zoll = 0·3 Meter.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
   1 Meile = 2 Wegstunden = 29629 Fuss = $^{6}/_{5}$ geogr. Meil.
   1 Morgen = 400 Quadratruthen.
   1 Maass = 1 Mässlein = $1^{1}/_{2}$ Litre.
   1 Ohm = 100 Maass = 400 Schoppen.
   1 Malter = 10 Sester = 100 Mässlein.
3) *Baiern*: 1 Fuss = 12 Zoll = 129·38 par. Linien.
   1 Elle = $2^{41}/_{48}$ Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
   1 Morgen (Tagwerk) = 400 Quadratruthen.
   1 Maass (Maasskanne) = 0·043 Kubikfuss.
   1 Eimer = 60 Maas = 240 Quartel.
   1 Metze = $34^{2}/_{3}$ Maass.
   1 Scheffel = 6 Metzen = 12 Viertel = 48 Maassel = 192 Dreissiger.
4) *Belgien*: wie in Frankreich.
5) *Braunschweig*: 1 Fuss = 12 Zoll = 126·5 par. Linien.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
   1 Lachter = 80 Zoll $8^{1}/_{2}$ Linien.
   1 Feldmorgen = 120 Quadratruthen.
   1 Waldmorgen = 160 Quadratruthen.
   1 Quartier = $52^{4}/_{11}$ preuss. Kubikzoll.
   1 Oxhoft = $1^{1}/_{2}$ Ohm = 6 Anker = 240 Quartier.
   1 Himten = 2316 Kubikzoll.
   1 Wispel 40 Himten = 160 Vierfass = 640 Metzen.

6) *Bremen*: 1 Fuss = 12 Zoll = 128·2677 par. Linien.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Stübchen = 162·4 par. Kubikzoll.
1 Oxhoft = 1½ Ohm = 6 Anker = 30 Viertel = 67½ Stübchen = 270 Quart = 1080 Mengel.
1 Scheffel = 3735·754 par. Kubikzoll.
1 Last = 40 Scheffel = 160 Viertel = 640 Spind.

7) *Dänemark*: wie in Preussen.

8) *England*: 1 Yard = 3 Fuss = 36 Zoll = 405·3425 par. Lin.
1 Ruthe (pearch, pole, rod) = 5½ Yard.
1 Furlong = 40 Ruth. 1 Meile = 8 Furlongs.
1 Acker (acre) = 160 Quadratruthen.
1 Gallon = 277·2738 Kubikzoll.
1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peaks = 64 Gallons = 256 Quarts = 512 Pints.
1 Bushel = 8 Gallons = 2218·19 Kubikzoll.
1 Last = 2 Tonnen = 10 Quarters = 80 Bushels.

9) *Frankfurt a. M.*: 1 Fuss (Schuh) = 12 Zoll = 126⅙ par. Lin.
1 Elle = 242·62 par. Linien.
1 Feldruthe = 12½ Fuss.
1 Waldruthe = 15·849 Fuss.
1 Morgen = 160 Quadratruthen.
1 Aichmaass = 90·384 par. Kubikzoll.
1 Ohm = 20 Viertel = 80 Aichmaass = 320 Schoppen.
1 Gescheid = 1 altes oder Aichmaass.
1 Malter = 4 Simmer = 16 Sechster = 64 Gescheid.

10) *Frankreich*: 1 alter Fuss = 12 Zoll = 144 Linien = 0·324839 Met.
1 Toise = 6 alte Fuss.
1 Meter = 10 Decimeter = 100 Centimeter = 1000 Millim. = 0·1 Decameter = 0.01 Hectometer = 0·001 Kilometer = 443·2959 par. Linien = 3·078144 alte par. Fuss.
1 neuer Fuss = ⅓ Meter.
1 neue Toise = 2 Meter.
1 Meile (lieue) = 1 Myriameter = 10000 Meter.
1 Are = 100 Quadratmeter. 1 Hectare = 100 Ares.
1 Liter = 1 Kubikdecimeter. 1 Hectoliter = 100 Litres.
1 Stere = 1 Kubikmeter.

11) *Hamburg*: 1 Fuss = 3 Palmen = 12 Zoll = 126·9667 par. Linien.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.
1 Marschruthe = 14 Fuss. 1 Geestruthe = 16 Fuss.
1 Morgen Marschland = 600 Quadratmarschruthen.

1 Scheffel Saatland = 200 Quadratgeestruthen.
1 Stübchen = 182 par. Kubikzoll.
1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quart = 320 Oessel.
1 Fass = 2654 par. Kubikzoll.
1 Wispel = 10 Scheffel = 20 Fass = 20 Himten = 160 Spint.

12) *Hannover*: 1 Fuss = 12 Zoll = 11½ engl. Zoll = 129,4844 par. Linien.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss. 1 Lachter = 851¼ par. Linien. 1 Meile = 1587½ Ruthen.
1 Morgen = 120 Quadratruthen.
1 Stübchen = 270 Kubikzoll.
1 Ohm = 4 Anker = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quart. = 320 Nössel.
1 Himten = 1¼ Kubikfuss
1 Last = 16 Malter = 96 Himten = 384 Metzen.

13) *Hessen, Grossherzogthum*: 1 Fuss = 10 Zoll = ¼ Meter.
1 Elle = 24 Zoll. 1 Klafter = 10 Fuss.
1 Meile = 3000 Klafter. 1 Stunde = 2000 Klafter.
1 Morgen = 4 Viertel = 400 Quadratklafter.
1 Maass = 1 Gescheid = 2 Liter.
1 Ohm = 4 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
1 Simmer = 2048 Kubikzoll.
1 Malter = 4 Simmer = 16 Kumpf = 64 Gescheid = 256 Mässchen.

14) *Hessen, Kurfürstenthum*: 1 Fuss = 12 Zoll = 11 preuss. Zoll = 127·5358 par. Linien.
1 Elle = 0·5704 Meter. 1 Ruthe = 3·9887 Meter.
1 Acker = 150 Quadratruthen.
1 Maass = 1·9495 Liter. 1 neue Maass = 144 Kubikzoll.
1 Ohm = 20 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
1 Viertel = 160·48 Liter.
1 Viertel = 2 Scheffel = 16 Metzen = 64 Mäschen.

15) *Holstein*: wie Hamburg.

16) *Lippe-Detmold*: 1 Fuss = 12 Zoll = 128·34 par. Linien.
1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Morgen = 1½ Scheffelaussaat = 120 Quadratruthen.
1 Kanne = 98 Kubikzoll.
1 Oxhoft = 1½ Ohm = 6 Anker = 30 Viertel = 162 Kannen.
1 Scheffel = 3154 Kubikzoll.
1 Scheffel = 6 grosse = 8 kleine Metzen = 24 Mahlmetzen.

17) *Lippe-Schaumburg*: 1 Fuss = 12 Zoll = 128·6 par. Linien.

1 Elle = 2 Fuss. 1 Lachter = 7 Fuss.
1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Morgen = 120 Quadratruthen.
1 Maass = $^1/_{10}$ Kubikfuss.
1 Oxhoft = 6 Anker = 168 Maass = 672 Ort.
1 Himten = 2333·522 Kubikzoll.
1 Fuder = 12 Malter = 72 Himten = 288 Metzen.

18) *Lombardei*: wie in Frankreich.

19) *Lübeck*: 1 Fuss = 12 Zoll = 129 par. Linien.
1 Elle = 255$^1/_4$ par. Linien. 1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Quartier = 47·2 par. Kubikzoll.
1 Ohm = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quartier = 320 Planken = 640 Ort.
1 Scheffel = 1794 par. Kubikzoll.
1 Last = 8 Drömt = 24 Tonnen = 96 Scheffel = 384 Fass.

20) *Mecklenburg-Schwerin*: 1 Fuss = 12 Zoll = 1 Lübecker Fuss = 129 par. Linien.
1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Pott oder Quartier = 45$^5/_8$ par Kubikzoll.
1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel. = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Pott.
1 Scheffel = 1960·5 par Kubikzoll.
1 Last = 8 Drömt = 96 Scheffel = 384 Fass = 1536 Metzen oder Spint.

21) *Mecklenburg-Strelitz*: die Längenmaasse wie in Schwerin.
1 Pott = 45$^5/_8$ par. Kubikzoll.
1 Oxhoft = 1$^1/_2$ Ohm = 6 Anker = 240 Pott = 960 Pegel.
1 Scheffel = 1 preuss. Scheffel.
1 Last = 4 Wispel = 8 Drömt = 100 Scheffel = 1600 Metzen.

22) *Nassau*: 1 Fuss Feldmaass = 10 Zoll = $^1/_2$ Meter.
1 Werkfuss = 12 Zoll = 0·3 Meter.
1 Ruthe = 10 Fuss.
1 Morgen = 100 Quadratruthen.
1 Maass, Jungmaass, = 85·434 par Kubikzoll.
1 Ohm = 80 Maass = 320 Schoppen.
1 Malter = 5484 par. Kubikzoll.
1 Malter = 4 Viernsel = 16 Kumpf = 64 Gescheid.

23) *Niederlande*: wie in Frankreich.

24) *Norwegen*: wie in Dänemark.

25) *Oesterreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 140·127 par. Linien.
1 Elle = 2·465 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.
1 Meile = 24000 Fuss.

1 Joch 1600 Quadratklafter.
1 Maass = 0·0448 Kubikfuss = 71·335 par. Kubikzoll.
1 Eimer = 40 Maass = 160 Seidel = 320 Pfiff.
1 Metze = 1·9471 Kubikfuss = 3100 $\frac{1}{3}$ par. Kubikzoll.
1 Muth = 30 Metzen = 480 Maassel = 1920 Futtermaassel = 3840 Becher.

26) *Oldenburg*: 1 Fuss = 12 Zoll = 131·162 par. Linien.
1 Ruthe = 18 oder 20 Fuss.
1 Morgen = 356 Quadratruthen à 400 Quadratfuss.
1 Kanne = 74 par. Kubikzoll.
1 Oxhoft = 1 $\frac{1}{2}$ Ohm = 6 Anker = 156 Kannen = 240 Quartier.
1 Scheffel = 1149·54 par. Kubikzoll.
1 Last = 12 Molt = 18 Tonnen = 144 Scheffel.

27) *Preussen*: 1 Fuss = 12 Zoll = 139·13 par. Linien.
1 Elle = 25 $\frac{1}{2}$ Zoll. 1 Lachter = 80 Zoll.
1 Ruthe = 12 Fuss.
1 Meile = 24000 Fuss.
1 Morgen = 180 Quadratruthen.
1 Ouart = 64 Kubikzoll.
1 Oxhoft = 1 $\frac{1}{2}$ Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart.
1 Scheffel = 3072 Kubikzoll = $\frac{16}{9}$ Kubikfuss.
1 Tonne = 4 Scheffel = 64 Metzen = 192 Viertel.
1 Klafter = 6.6.3 = 108 Kubikfuss.
1 Schachtruthe = 12.12.1 = 144 Kubikfuss.

28) *Russland*: 1 Fuss = 1 engl. Fuss = 135·114 par. Linien.
1 Arschin = 28 engl. Zoll. 1 Werst = 3500 Fuss.
1 Faden (Sashen) = 3 Arschinen = 7 Fuss = 48 Werschock = 84 Zoll = 1008 Linien.
1 Dessätine = 2400 Quadratfaden.
1 Wedro = 620·019 par. = 750·568 russ. Kubikzoll = 10 Kruschki oder Stoof.
1 Tchetwerik = 1322·71 par. = 1601·212 russ. Kubikzoll.
1 Tschetwert = 2 Osmin = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 32 Tschetwerka = 64 Garnez.

29) *Sachsen, Königreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 125·537 par. Linien.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Lachter = 2 Meter.
1 Ruthe = 15 $\frac{1}{8}$ Fuss. 1 Meile = 32000 Fuss.
1 Acker = 300 Quadratruthen.
1 Kanne = 47·213 par. Kubikzoll.
1 Eimer = 72 Kannen.
1 Scheffel = 7900 Kubikzoll, den Fuss = 125·5 par. Linien genommen.

1 Wispel = 2 Malter = 24 Scheffel = 96 Viertel. = 384 Metzen = 1536 Mässchen.

(Die Einführung eines neuen Maasssystems ist im Werke.)

30) *Sachsen-Weimar*: 1 Fuss = 12 Zoll = 125 par. Linien.

1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.

1 Acker = 140 Quadratruthen.

1 Eimer = 72 Kannen = $3695\frac{5}{21}$ par. Kubikzoll.

1 Scheffel = 3880 par. Kubikzoll.

1 Scheffel = 4 Viertel = 16 Metzen = 74 Maass = 148 Nössel.

31) *Schleswig*: wie Hamburg.

32) *Schweden*: 1 Fuss = 131·615 par. Linien.

1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alnar) = 6 Fuss (Fot) = 72 Zoll (Verthum). 1 Ruthe = 16 Fuss.

1 Meile = 6000 Famn.

1 Tonne Land oder Tonnstelle = 56000 Quadratfuss.

1 Kanne = 100 schwed. Kubikdezimalzoll.

1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop.

1 Tonne = 7388·58 par Kubikzoll = 56 Kannen.

1 Tonne = 2 Span = 32 Kappen = 56 Kannen = 112 Stop.

33) *Schweiz*: das Längenmaass wie in Baden.

1 Juchart = 400 Quadratruthen.

1 Maass (Pot) = $1\frac{1}{2}$ Liter.

1 Viertel (Quateron) = 15 Liter.

1 Malter = 10 Viertel = 100 Immi.

34) *Würtemberg*: 1 Fuss (Schuh) = 10 Zoll = 127 par. Linien.

1 Elle = 2·144 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.

1 Morgen = 384 Quadratruthen.

1 Helleichmaass = $78\frac{1}{8}$ Kubikzoll.

1 Fuder = 6 Eimer = 96 Immi = 960 Maass = 3840 Schoppen.

1 Simri $942\frac{1}{8}$ Kubikzoll.

1 Scheffel = 8 Simri = 32 Vierling = 128 Messlein = 256 Ecklein = 1024 Viertelein.

446.

Fusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussischer Fuss.	Oesterreichscher Fuss.	Baierscher Fuss.	Sächsischer Fuss.	Hannoverscher Fuss.	Würtembergscher Fuss.
1	0·99286 9·99689	1·07536 0·03155	1·10828 0·04465	1·07449 0·03120	1·09551 0·03962
1·00719 0·00311	1	1·08309 0·03467	1·11625 0·04776	1·08222 0·03432	1·10339 0·04273
0·92992 9·96845	0·92328 9·96533	1	1·03061 0·01310	0·99919 9 99965	1·01874 0·00806
0·90230 9·95535	0·89586 9·95224	0·97030 9·98690	1	0·96951 9·98655	0·98848 9·99497
0·93067 9·96880	0·92403 9·96569	1·00081 0·00035	1·03144 0·01345	1	1·01956 0·00841
0·91282 9·96038	0·90630 9·95727	0·98160 9·99194	1·01165 0·00503	0·98081 9·99159	1
0·90922 9·95867	0·90273 9·95556	0·97774 9·99022	1·00767 0·00332	0·97695 9·98987	0·99606 9·99829
0·91667 9·96221	0·91012 9·95910	0·98575 9·99377	1·01592 0·00686	0·98495 9·99341	1·00422 0·00183
0·95586 9·98039	0·94903 9·97728	1·02789 0·01195	1·05936 0·02504	1·02706 0·01160	1·04716 0·02001
0·97114 9·98728	0·96420 9·98417	1·04432 0·01883	1·07629 0·03193	1·04348 0·01848	1·06389 0·02690
1·03500 0·01494	1·02761 0·01183	1·11300 0·04650	1·14707 0·05959	1·11210 0·04615	1·13386 0·05456
3.18620 0·50327	3·16345 0·50016	3·42631 0·53483	3·53120 0·54792	3.42355 0·53448	3·49052 0·54289

446.

Fusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braunschweiger Fuss.	Kurhessischer Fuss.	Badenscher und Schweizer Fuss.	Englischer und Russischer Fuss.	Pariser Fuss.	Meter.
1·09984 0·04133	1·09091 0·03779	1·04618 0·01961	1·02972 0·01272	0·96618 9·98506	0·31385 9·49673
1·10775 0·04444	1·09876 0·04090	1·05370 0·02272	1·03713 0·01583	0·97313 9·98817	0·31611 9·49984
1·02277 0·00978	1·01446 0·00623	0·97286 9·98805	0·95756 9·98117	0·89847 9·95350	0·29186 9·46517
0·99239 9·99668	0·98433 9·99314	0·94397 9 97496	0·92912 9·96807	0·87178 9·94041	0·28319 9·45208
1·02359 0·01013	1·01528 0·00659	0·97365 9·98840	0·95833 9·98152	0·89920 9·95386	0·29209 9·46552
1·00395 0·00171	0·99580 9·99817	0·95497 9·97999	0·93995 9·97310	0·88194 9·94544	0·28649 9·45711
1	0·99188 9·99646	0·95121 9·97828	0·93625 9·97139	0·87847 9·94373	0·28536 9.45540
1·00819 0·00354	1	0·95900 9·98182	0·94391 9·97493	0·88567 9·94727	0·28770 9·45894
1·05130 0·02172	1·04276 0·01818	1	0·98427 9·99311	0·92353 9·96545	0·30000 9·47712
1·06810 0·02861	1·05942 0·02507	1·01598 0·00689	1	0·93829 9·97234	0·30479 9·48401
1·13834 0·05627	1·12909 0·05273	1·08280 0·03455	1·06577 0·02766	1	0·32484 9·51167
3·50432 0·54460	3·47585 0·54106	3·33333 0·52288	3·28090 0·51599	3·07844 0·48833	1

447.

Quadratfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussischer Quadrat-Fuss.	Oesterreichscher Q.-F.	Baierscher Q.-F.	Sächsischer Q.-F.	Hannoverscher Q.-F.	Würtembergscher Q.-F.
1	0·98577 9·99378	1·15640 0·06311	1·22828 0·08930	1·15453 0·06241	1·20015 0·07923
1·01444 0·00623	1	1·17309 0·06933	1·24601 0·09552	1·17120 0·06863	1·21747 0·08546
0·86475 9·93689	0·85245 9·93067	1	1·06216 0·02619	0·99839 9·99930	1·03783 0·01613
0·81415 9·91070	0·80256 9·90448	0·94148 9·97381	1	0·93996 9·97311	0·97709 9·98994
0·86615 9·93759	0·85382 9·93137	1·00162 0·00070	1·06388 0·02689	1	1·03951 0·01683
0·83323 9·92077	0·82137 9·91454	0·96355 9·98387	1·02344 0·01006	0·96199 9·98317	1
0·82668 9·91734	0·81492 9·91111	0·95598 9·98045	1·01540 0·00664	0·95443 9·97975	0·99214 9·99657
0·84028 9·92442	0·82832 9·91820	0·97170 9·98753	1·03210 0·01372	0·97013 9·98683	1·00846 0·00366
0·91367 9·96079	0·90067 9·95456	1·05656 0·02390	1·12224 0·05009	1·05486 0·02320	1·09654 0·04002
0·94311 9·97456	0·92968 9·96834	1·09061 0·03767	1·15840 0·06386	1·08885 0·03697	1·13186 0·05379
1·07123 0·02988	1·05599 0·02366	1·23877 0·09299	1·31578 0·11918	1·23677 0·09229	1·28564 0·10912
10·15187 1·00655	10·00739 1·00032	11·73960 1·06965	12·46936 1·09584	11·72067 1·06895	12·18372 1·08578

447.

Quadratfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braun-schweiger Q.-F.	Kurhessi-scher Q.-F.	Baden-scher Q.-F.	Englischer Q.-F.	Pariser Q.-F.	Quadrat-Meter.
1·20965 0·08266	1·19008 0·07558	1·09449 0·03921	1·06033 0·02544	0·93350 9·97012	0·09850 8·99345
1·22712 0·08889	1·20726 0·08180	1·11029 0·04544	1·07564 0·03166	0·94698 9·97634	·0.09993 8·99968
1·04605 0·01955	1·02913 0·01247	0·94646 9·97610	0·91692 9·96233	0·80725 9·90701	0·08518 8·93035
0·98483 9·99336	0·96890 9·98628	0·89107 9.94991	0·86326 9·93614	0·76001 9·88082	0·08020 8·90416
1·04774 0·02025	1·03079 0·01317	0·94799 9·97680	0·91840 9·96303	0·80856 9·90771	0·08532 8·93105
1·00792 0·00343	0·99161 9·99634	0·91196 9·95998	0·88350 9·94621	0·77783 9·89088	0·08208 8·91422
1	0·98382 9·99292	0·90480 9·95655	0·87656 9·94278	0·77171 9·88746	0·08143 8·91079
1·01644 0·00708	1	0·91968 9·96363	0·89097 9·94986	0·78440 9·89454	0·08277 8·91788
1·10522 0·04345	1·08734 0·03637	1	0·96879 9·98623	0·85291 9·93091	0·09000 8·95424
1·14083 0·05722	1·12237 0·05014	1·03222 0·01377	1	0·88039 9·94468	0·09290 8·96801
1·29582 0·11254	1·27485 0·10546	1·17245 0·06910	1·13586 0.05532	1	0·10552 9·02334
12·28023 1·08921	12·08156 1·08212	11·11111 1·04576	10·76430 1·03199	9·47682 0·97666	1

448.

Kubikfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussischer Kub.-Fuss.	Oesterreichscher Kub.-F.	Baierscher Kub.-F.	Sächsischer Kub.-F.	Hannoverscher Kub.-F.	Würtembergscher Kub.-F.
1	0·97873 9·99066	1·24354 0·09466	1·36128 0·13395	1·24054 0·09361	1·31477 0·11885
1·02173 0·00934	1	1·27057 0·10400	1·39086 0·14328	1·26750 0·10295	1·34335 0·12819
0·80415 9·90534	0·78705 9·89600	1	1·09468 0·03929	0·99758 9·99895	1·05728 0·02419
0·73460 9·86605	0·71898 9·85672	0·91351 9·96071	1	0·91130 9·95966	0·96584 9·98490
0·80610 9·90639	0·78896 9·89705	1·00242 0·00105	1·09733 0·04034	1	1·05984 0·02524
0·76059 9.88115	0·74441 9·87191	0·94582 9·97581	1·03537 0.01510	0·94354 9·97476	1
0·75164 9·87601	0·73565 9·86667	0·93470 9·97067	1·02319 0·00996	0·93244 9·96962	0·98824 9·99486
0·77025 9·88663	0·75387 9·87730	0·95785 9·98130	1·04853 0·02058	0·95553 9·98024	1·01271 0·00549
0·87334 9·94118	0·85476 9·93185	1·08603 0·03584	1·18886 0·07513	1·08341 0·03479	1·14824 0·06003
0·91588 9·96184	0·89640 9·95250	1·13894 0·05650	1·24677 0·09579	1·13619 0·05545	1·20418 0·08069
1·10873 0·04483	1·08515 0·03549	1·37875 0·13949	1·50929 0·17877	1·37542 0·13844	1·45773 0·16368
32·34587 1·50982	31·65785 1·50048	40·22350 1·60448	44·03176 1·64377	40·12627 1·60343	42·52752 1·62867

448.

Kubikfusstabelle.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Braun-schweiger Kub.-F.	Kurhessi-scher Kub.-F.	Baden-scher Kub.-F.	Englischer Kub.-F.	Pariser-Kub.-F.	Kubik-Meter.
1·33043	1·29827	1·14503	1·09184	0·90193	0·03092
0·12399	0·11337	0·05882	0·03816	9·95517	8·49018
1·35934	1.32649	1·16992	1·11557	0·92154	0·03159
0·13333	0.12270	0·06815	0·04750	9·96451	8·49952
1·06987	1·04401	0·92078	0·87801	0·72529	0·02486
0·02933	0·01870	9·96416	9·94350	9·86051	8·39552
0·97734	0·95371	0·84114	0·80207	0·66256	0·02271
9·99004	9·97942	9·92487	9·90421	9·82123	8·35623
1·07246	1.04654	0·92301	0·88014	0·72705	0·02492
0·03038	0·01976	9·96521	9·94455	9·86156	8·39657
1·01191	0·98745	0·87090	0·83044	0·68600	0·02351
0·00514	9·99451	9·93997	9·91931	9·83632	8·37133
1	0·97583	0·86065	0·82067	0·67793	0·02324
	9·98937	9·93483	9·91417	9·83118	8·36619
1·02477	1	0·88197	0·84100	0·69472	0·02381
0·01063		9·94545	9·92479	9·84181	8·37682
1·16191	1.13383	1	0·95355	0·78769	0·02700
0·06517	0·05455		9·97934	9·89636	8·43136
1·21852	1·18907	1·04872	1	0·82607	0·02832
0·08583	0·07521	0·02066		9·91702	8·45202
1·47508	1·43943	1·26953	1·21056	1	0·03428
0·16882	0·15819	0·10364	0·08298		8·53501
43·03380	41·99374	37·03704	35·31658	29·17385	1
1·63381	1·62318	1·56864	1·54798	1·46499	



449.

Allgemeine Gewichtstafel, enthaltend die Gewichte in verschiedenen Ländern.

1) *Anhalt*: wie in Preussen.
2) *Baden*: 1 Pfund = 32 Loth = 500 Gramm = 10 Zehnlinge = 100 Centass = 1000 Dekass = 10000 Ass.
   1 Zentner = 10 Stein = 100 Pfund = 50 Kilogramm.
3) *Baiern*: 1 Pfund = 32 Loth = 560 Gramm.
   1 Zentner = 5 Stein = 100 Pfund.
4) *Belgien*: wie in Frankreich.
5) *Braunschweig*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·711 Gramm, wie in Preussen.
   1 Zentner = 100 Pfund.
6) *Bremen*: 1 Pfund (Handelsgewicht) = 32 Loth = 498·5 Gramm.
   1 Zentner = 116 Pfund.
7) *Dänemark*: 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 499·309 Gramm.
   1 Zentner = 100 Pfund.
   1 Last = $16\frac{1}{4}$ Schiffspfund = 52 Zentner.
8) *England*: 1 Pfund Avoir-du-poids = 453·5976 Gramm.
   1 Pfund Troy-Gewicht = 5760 Grains = 373·246 Gramm.
   1 Tonne = 20 Zentner = 160 Stein = 2240 Av.-Pfund.
9) *Frankfurt a. M.*: 1 Pfund (leichtes Handelsgewicht) = 32 Loth = 467·914 Gramm.
   1 Zentner Handelsgewicht = 108 Pfund Leichtgewicht = 100 Pfund Schwergewicht.
10) *Frankreich*: 1 Kilogramm = 1000 Gramm = Gewicht eines Litre oder Kubikdecimeters Wasser bei der grössten Dichtigkeit und im luftleeren Raume gewogen.
   1 altes Pfund = 489·506 Gramm.
   1 neues Pfund = 500 Gramm = 16 Onces = 128 Gros = 9216 Grains.
   1 neuer Zentner (Quintal) = 100 Kilogramm.
   1 neue Schiffstonne (Millier) = 1000 Kilogramm.
11) *Hamburg*: 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 484·170 Gramm.
   1 Zentner = 112 Pfund.
   1 Schiffspfund = $2\frac{1}{2}$ Zentner = 20 Liesspfund.
12) *Hannover*: wie in Braunschweig.
13) *Hessen, Grossherzogthum*: 1 Pfund = 32 Loth = 500 Gramm.
   1 Zentner = 100 Pfund.
14) *Hessen, Kurfürstenthum*: wie in Preussen.
15) *Holstein*: theils wie in Hamburg, theils wie in Lübeck.

16) *Lippe-Detmold*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·41 Gramm = 1 Zentner = 108 Pfund.
17) *Lippe-Schaumburg*: wie in Braunschweig.
18) *Lombardei*: wie in Frankreich.
19) *Lübeck*: 1 Pfund (Handelsgewicht) = 32 Loth = 484·725 Gramm, die Eintheilung wie in Hamburg.
20) *Mecklenburg-Schwerin*: wie in Lübeck.
21) *Mecklenburg-Strelitz*: wie in Preussen.
22) *Nassau*: wie in Frankfurt a. M.
    1 Wiesbadner Pfund = 470·686 Gramm.
    1 Wiesbadener Zentner = 106 Pfund.
23) *Niederlande*: 1 Pond = 1 Kilogramm = 10 Oncen = 100 Looden = 1000 Wigtjes; also wie in Frankreich.
24) *Norwegen*: wie in Dänemark.
25) *Oesterreich*: 1 Wiener Handelspf. = 32 Loth = 560·012 Gramm.
    1 Zentner = 5 Stein = 100 Handelspfund.
26) *Oldenburg*: 1 Pfund = 32 Loth = 480·367 Gramm.
    1 Zentner = 100 Pfund.
    1 Schiffspfund = 290 Pfund
27) *Preussen*: 1 Pfund = 2 Mark = 32 Loth = 128 Quent = 576 Grän = $^1/_{66}$ von dem Gewichte eines Kubikfusses Wasser bei 15° R. Wärme, im luftleeren Raume gewogen, 467·7110 Gr.
    1 Zentner = 5 Stein = 110 Pfund.
    1 Schiffslast = 4000 Pfund.
28) *Russland*: 1 Pfund = 32 Loth = 96 Solotnik = 409·52 Gramm.
    1 Schiffspfund (Berkowrtz) = 10 Pud = 400 Pfund.
29) *Sachsen, Königreich*: 1 neues Pfund = 32 Loth = $^1/_2$ Kilogr.
    1 altes Leipziger Pfund = 467·214 Gramm.
    1 Zentner neues Gewicht = 100 Pfund, altes Gewicht = 110 Pf.
30) *Sachsen-Weimar*: wie in Preussen.
31) *Schleswig*: wie in Dänemark.
32) *Schweden*: 1 Skalpund = 32 Loth = 425·3395 Gramm.
    1 Zentner = 120 Pfund.
    1 Schiffspfund = 20 Liesspfund = 400 Skalpund (Schalpfund).
33) *Schweiz*: wie in Baden.
34) *Würtemberg*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·728 Gramm.
    1 Zentner = 104 Pfund.

450.

Vergleichungstabelle,

enthaltend eine Vergleichung von 12 verschiedenen Landesgewichten unter einander.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Preussisches Pfund.	Oesterreichsches Pfund.	Baiersches Pfund.	Sächsisches Pfund. (Zollpfd.)	Würtembergsches Pfund.	Kölnsche alte Mark.
1	0·83518 9·92178	0.83520 9·92179	0·93542 9·97101	0·99996 9·99998	2·00037 0·30111
1·19735 0·07822	1	1·00002 0·00001	1·12002 0·04923	1·19730 0·07820	2·39514 0·37933
1·19732 0·07821	0·99998 9·99999	1	1·12000 0·04922	1·19728 0·07819	2·39508 0·37932
1·06904 0·02899	0·89284 9·95077	0·89286 9·95078	1	1·06900 0·02898	2·13847 0·33010
1·00004 0·00002	0·83521 9·92180	0·83523 9·92181	0·93546 9·97102	1	2·00044 0·30113
0·49991 9·69889	0·41751 9·62067	0·41752 9·62068	0·46762 9·66990	0·49989 9·69887	1
1·06756 0·02839	0·89160 9·95017	0·89162 9·95618	0·99862 9·99940	1·06752 0·02838	2·13551 0·32950
0·90941 9·95876	0·75952 9·88054	0·75953 9·88055	0·85068 9·92977	0·90937 9·95874	1·81915 0·25987
0·87558 9·94230	0·73127 9·86408	0·73129 9·86409	0·81904 9·91331	0·87555 9·94228	1·75149 0·24341
0·96982 9·98669	0·80998 9·90847	0·81000 9·90848	0·90720 9·95770	0·96979 9·98668	1·94001 0·28780
1·04660 0·01978	0·87410 9·94156	0·87412 9·94157	0·97901 9·99079	1·04656 0·01976	2·09359 0·32089
2·13807 0·33002	1·78568 0·25180	1·78571 0·25181	2·00000 0·30103	2·13800 0·33001	4·27693 0·63113

450.

Vergleichungstabelle,

enthaltend eine Vergleichung von 12 verschiedenen Landesgewichten unter einauder.

Die Zahlen der zweiten Reihen sind die Logarithmen der Zahlen der ersten Reihen.

Dänisches und Norweg. Pfund.	Schwedisches Pfund.	Russisches Pfund.	Englisches Pfund.	Altfranzösisches Pfund (poids du marc).	Kilogramm.
0·93672 9·97161	1·09962 0·04124	1·14210 0·05770	1·03111 0·01331	0·95548 9·98022	0·46771 9·66998
1·12157 0·04983	1·31662 0·11946	1·36748 0·13592	1·23460 0·09153	1·14404 0·05844	0·56001 9·74820
1·12155 0·04982	1·31660 0·11945	1·36746 0·13591	1·23457 0·09152	1·14401 0·05843	0·56000 9·74819
1·00138 0·00060	1·17553 0·07023	1·22094 0·08669	1·10230 0·04230	1·02144 0·00921	0·50000 9·69897
0·93675 9·97162	1·09966 0·04126	1·14214 0·05772	1·03115 0·01332	0·95551 9·98024	0·46773 9·66999
0·46827 9·67050	0·54971 9·74013	0·57094 9·75659	0·51546 9·71220	0·47765 9·67911	0·23381 9·36887
1	1·17391 0·06963	1·21925 0·08609	1·10078 0·04170	1·02003 0·00861	0.49931 9·69837
0·85186 9·93037	1	1·03863 0·01646	0·93770 9·97206	0·86892 9·93898	0·42534 9·62874
0·82017 9·91391	0·96281 9·98354	1	0·90283 9·95560	0·83660 9·92252	0·40952 9·61228
0·90845 9·95830	1·06644 0·02793	1·10763 0·04440	1	0·92664 9·96691	0·45360 9·65667
0·98037 9·99139	1·15086 0·06102	1·19532 0·07748	1·07960 0·03309	1	0·48951 9·68976
2·00277 0·30163	2·35106 0·37126	2·44188 0·38772	2·20460 0·34333	2·04288 0·31024	1



451.

Tabelle über die reciproken Werthe der natürlichen Zahlen von 1 bis 100.

n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$	n	$\frac{1}{n}$
2	0·5000	22	0·0455	42	0·0238	62	0·0161	82	0·0122
3	0·3333	23	0·0435	43	0·0233	63	0·0159	83	0·0120
4	0·2500	24	0·0417	44	0·0227	64	0·0156	84	0·0119
5	0·2000	25	0·0400	45	0·0222	65	0·0154	85	0·0118
6	0·1667	26	0·0385	46	0·0217	66	0·0152	86	0·0116
7	0·1429	27	0·0370	47	0·0213	67	0·0149	87	0·0115
8	0·1250	28	0·0357	48	0·0208	68	0·0147	88	0·0114
9	0·1111	29	0·0345	49	0·0204	69	0·0145	89	0·0112
10	0·1000	30	0·0333	50	0·0200	70	0·0143	90	0·0111
11	0·0909	31	0·0323	51	0·0196	71	0·0141	91	0·0110
12	0·0833	32	0·0313	52	0·0192	72	0·0139	92	0·0109
13	0·0769	33	0·0303	53	0·0189	73	0·0137	93	0·0108
14	0·0714	34	0·0294	54	0·0185	74	0·0135	94	0·0106
15	0·0667	35	0·0286	55	0·0182	75	0·0133	95	0·0105
16	0·0625	36	0·0278	56	0·0179	76	0·0132	96	0·0104
17	0·0588	37	0·0270	57	0·0175	77	0·0130	97	0·0103
18	0·0556	38	0·0263	58	0·0172	78	0·0128	98	0·0102
19	0·0526	39	0·0256	59	0·0169	79	0·0127	99	0·0101
20	0·0500	40	0·0250	60	0·0167	80	0·0125	100	0·0100
21	0·0476	41	0·0244	61	0·0164	81	0·0123		

452.

Tabelle über die Werthe von n, $n\pi$, $n^2 \frac{\pi}{4}$, n^2, n^3, $\sqrt{n}$, $\sqrt[3]{n}$

von n = 1 bis n = 1000.

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
1	3·14	0·78	1	1	1·000	1·000
2	6·28	3·14	4	8	1·414	1·259
3	9·42	7·07	9	27	1·732	1·442
4	12·57	12·57	16	64	2·000	1·587
5	15·71	19·63	25	125	2·236	1·709
6	18·85	28·27	36	216	2·449	1·817
7	21·99	38·48	49	343	2·645	1·912
8	25·13	50·26	64	512	2·828	2·000

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
9	28·27	63·61	81	729	3·000	2·080
10	31·41	78·54	100	1000	3·162	2·154
11	34·55	95·03	121	1331	3·316	2·223
12	37·69	113·09	144	1728	3·464	2·289
13	40·84	132·73	169	2197	3·605	2·351
14	43·98	153·93	196	2744	3·741	2·410
15	47·12	176·71	225	3375	3·872	2·466
16	50·26	201·06	256	4096	4·000	2·519
17	53·40	226·98	289	4913	4·123	2·571
18	56·54	254 46	324	5832	4·242	2·620
19	59·69	283·52	361	6859	4·358	2·668
20	62·83	314·15	400	8000	4·472	2·714
21	65·97	346·36	441	9261	4·582	2·758
22	69·11	380·13	484	10648	4·690	2·802
23	72·25	415·47	529	12167	4·795	2·843
24	75·39	452·38	576	13824	4·898	2·884
25	78·54	490·87	625	15625	5·000	2·924
26	81·68	530·02	676	17576	5·099	2·962
27	84·82	572·55	729	19683	5·196	3·000
28	87·96	615·75	784	21952	5·291	3·036
29	91·10	660·52	841	24389	5·385	3·072
30	94·24	706·85	900	27000	5·477	3·107
31	97·38	754·76	961	29791	5·567	3·141
32	100·53	804·24	1024	32768	5·656	3·174
33	103·67	855·29	1089	35937	5·744	3·207
34	106·81	907·92	1156	39304	5·830	3·239
35	109·95	962·11	1225	42875	5·916	3·271
36	113·09	1017·87	1296	46656	6·000	3·301
37	116·23	1075·21	1369	50653	6·082	3·332
38	119·38	1134·11	1444	54872	6·164	3 361
39	122·52	1194·59	1521	59319	6·244	3·391
40	125·66	1256·63	1600	64000	6·324	3·419
41	128·80	1320·25	1681	68921	6·403	3·448
42	131·94	1385·44	1764	74088	6·480	3·476
43	135·08	1452·20	1849	79507	6·557	3·503
44	138·23	1520·52	1936	85184	6·633	3·530
45	141·37	1590·43	2025	91125	6·708	3·556
46	144·51	1661·90	2116	97336	6·782	3·583
47	147·65	1734·94	2209	103823	6·855	3·608
48	150·79	1809·55	2304	110592	6·928	3·634
49	153·93	1885·74	2401	117649	7·000	3·659
50	157·08	1963·49	2500	125000	7·071	3·684
51	160·22	2042·82	2601	132651	7·141	3·708
52	163·36	2123·71	2704	140608	7·211	3·732
53	166·50	2206·18	2809	148877	7·280	3·756



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
54	169·64	2290·21	2916	157464	7·348	3·779
55	172·78	2375·82	3025	166375	7·416	3·802
56	175·92	2463·09	3136	175616	7·483	3·825
57	179·07	2551·75	3249	185193	7·549	3·848
58	182·21	2642·08	3364	195112	7·615	3·870
59	185·35	2733·97	3481	205379	7·681	3·892
60	188·49	2827·43	3600	216000	7·745	3·914
61	191·63	2922·46	3721	226981	7·810	3·936
62	194·77	3019·07	3844	238328	7·874	3·957
63	197·92	3117·24	3969	250047	7·937	3·979
64	201·06	3216·99	4096	262144	8·000	4·000
65	204·20	3318·30	4225	274625	8·062	4·020
66	207·34	3421·18	4356	287496	8·124	4·041
67	210·48	3525·65	4489	300763	8·185	4·061
68	213·62	3631·68	4624	314432	8·246	4·081
69	216·77	3739·28	4761	328509	8·306	4·101
70	219·91	3848·45	4900	343000	8·366	4·121
71	223·05	3959·19	5041	357911	8·426	4·140
72	226·19	4071·50	5184	373248	8·485	4·160
73	229·33	4185·38	5329	389017	8·544	4·179
74	232·47	4300·84	5476	405224	8·602	4·198
75	235·61	4417·86	5625	421875	8·660	4·217
76	238·76	4536·45	5776	438976	8·717	4·235
77	241·90	4656·62	5929	456533	8·744	4·254
78	245·04	4778·36	6084	474552	8·831	4·272
79	248·18	4901·66	6241	493039	8·888	4·290
80	251·32	5026·54	6400	512000	8·944	4·308
81	254·46	5153·00	6561	531441	9·000	4·326
82	257·61	5281·01	6724	551368	9·055	4·344
83	260·75	5410·59	6889	571787	9·110	4·362
84	263·89	5541·77	7056	592704	9·165	4·379
85	267·03	5674·50	7225	614125	9·219	4·396
86	270·17	5808·80	7396	636056	9·273	4·414
87	273·31	5944·67	7569	658503	9·327	4·431
88	276·46	6082·11	7744	681472	9·380	4·447
89	279·60	6221·13	7921	704969	9·433	4·461
90	282·74	6361·72	8100	729000	9·486	4·481
91	285·88	6503·87	8281	753571	9·539	4·497
92	289·02	6647·61	8464	778688	9·591	4·514
93	292·16	6792·90	8649	804357	9·643	4·530
94	295·31	6939·78	8836	830584	9·695	4·546
95	298·45	7088·21	9025	857375	9·746	4·562
96	301·59	7238·23	9216	884736	9·797	4·578
97	304·73	7389·81	9409	912673	9·848	4·594
98	307·87	7542·96	9604	941192	9·899	4·610

n	$n\pi$	$n^2\frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
99	311·01	7697·68	9801	970299	9·949	4·626
100	314·15	7853·97	10000	1000000	10·000	4·641
101	317·30	8011·86	10201	1030301	10·049	4·657
102	320·41	8171·30	10404	1061208	10·099	4·672
103	323·58	8332·30	10609	1092727	10·148	4·687
104	326·72	8494·88	10816	1124864	10·198	4 702
105	329·86	8659·03	11025	1157625	10·246	4·717
106	333·00	8824·75	11236	1191016	10·295	4·732
107	336 15	8992·04	11449	1225043	10·344	4·747
108	339·29	9160·90	11664	1259712	10·392	4·762
109	342·43	9331·33	11881	1295029	10·440	4·776
110	345·57	9503·34	12100	1331000	10·488	4·791
111	348·71	9676·91	12321	1367631	10·535	4·805
112	351·85	9852·05	12544	1404928	10·583	4·820
113	355·01	10028·77	12769	1442897	10·630	4·834
114	358·14	10207·05	12996	1481544	10·677	4·848
115	361·28	10386·91	13225	1520875	10·723	4·862
116	364·42	10568·34	13456	1560896	10·770	4·876
117	367·56	10751·34	13689	1601613	10·816	4·890
118	370·70	10935·90	13924	1643032	10·862	4·904
119	373·81	11122·04	14161	1685159	10·908	4·918
120	376·99	11309·76	14400	1728000	10·954	4·932
121	380·13	11499·04	14641	1771561	11·000	4·946
122	388·27	11689·89	14884	1815848	11·045	4·959
123	336·41	11882·31	15129	1860867	11·090	4·973
124	389·55	12076·31	15376	1906624	11 135	4·986
125	392·70	12271·87	15625	1953125	11·180	5·000
126	395·84	12469·01	15876	2000376	11·224	5·013
127	398·98	12667·71	16129	2048383	11·269	5·026
128	402·12	12867·99	16384	2097152	11·313	5·039
129	405·26	13069·84	16641	2146689	11·357	5·052
130	408·10	13273·26	16900	2197000	11·401	5·065
131	411·54	13478·24	17161	2248091	11·445	5·078
132	414·69	13694·80	17424	2299968	11·489	5·091
133	417·83	13892·94	17689	2352637	11·532	5·104
134	420·97	14102·64	17956	2406104	11·575	5·117
135	424·11	14313·91	18225	2460375	11·618	5·129
136	427·25	14526·75	18496	2515456	11·661	5·142
137	430·39	14741·17	18769	2571353	11·704	5·155
138	433·54	14957·15	19044	2620872	11·747	5·167
139	436·68	15174·71	19321	2685619	11·789	5·180
140	439·82	15393·84	19600	2744000	11·832	5·192
141	442·96	15614·53	19881	2803221	11·874	5·204
142	446·10	15836·80	20164	2863288	11·916	5·217
143	449·24	16060·64	20449	2924207	11·958	5·229



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
144	452·39	16286·05	20736	2985984	12·000	5·241
145	455·53	16513·03	21025	3048625	12·041	5·253
146	458·67	16741·58	21316	3112136	12·083	5·265
147	461·81	16971·70	21609	3176523	12·124	5·277
148	464·95	17203·40	21904	3241792	12·165	5·289
149	468·09	17436·66	22201	3307949	12·206	5·301
150	471·24	17671·50	22500	3375000	12·247	5·313
151	474·38	17907·90	22801	3442951	12·288	5·325
152	477·52	18145·88	23104	3511808	12·328	5·336
153	480·66	18385·42	23409	3581577	12·369	5·348
154	483·80	18626·54	23716	3652264	12·409	5·360
155	486·94	18869·23	24025	3723875	12·449	5·371
156	490·08	19113·49	24336	3796416	12·489	5·383
157	493·23	19359·32	24649	3869893	12·529	5·394
158	496·37	19606·72	24964	3944312	12·569	5·406
159	499·51	19855·69	25281	4019679	12·609	5·417
160	502·65	20106·24	25600	4096000	12·649	5·428
161	505·79	20358·35	25921	4173281	12·688	5·440
162	508·93	20612·03	26244	4251528	12·727	5·451
163	512·08	20867·20	26569	4330747	12·767	5·462
164	515·22	21124·11	26896	4410944	12·806	5·473
165	518·36	21382·51	27225	4492125	12·845	5·484
166	521·50	21642·48	27556	4574296	12·884	5·495
167	524·64	21904·02	27889	4657463	12·922	5·506
168	527·78	22167·12	28224	4741632	12·961	5·517
169	530·93	22431·80	28561	4826809	13·000	5·528
170	534·07	22698·06	28900	4913000	13·038	5·539
171	537·31	22965·88	29241	5000211	13·076	5·550
172	540·35	23235·27	29584	5088448	13·114	5·561
173	543·49	23506·23	29929	5177717	13·152	5·572
174	546·03	23778·77	30276	5268024	13·190	5·582
175	549·78	24052·87	30625	5359375	13·228	5·593
176	552·92	24328·55	30976	5451776	13·266	5·604
177	556·06	24605·79	31329	5545233	13·304	5·614
178	559·20	24884·61	31684	5639752	13·341	5·625
179	562·34	25165·00	32041	5735339	13·379	5·635
180	565·48	25446·96	32400	5832000	13·416	5·646
181	568·62	25730·48	32761	5929741	13·453	5·656
182	571·77	26015·58	33124	6028568	13·490	5·667
183	574·91	26302·26	33489	6128487	13·527	5·677
184	578·05	26590·50	33856	6229504	13·564	5·687
185	581·19	26880·31	34225	6331625	13·601	5·698
186	584·33	27171·69	34596	6434856	13·638	5·708
187	587·47	27464·65	34969	6539203	13·674	5·718
188	590·62	27759·17	35344	6644672	13·711	5·728

n	$n\pi$	$n^2\frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
189	593·76	28055·27	35721	6751269	13·747	5·738
190	596·90	28352·94	36100	6859000	13·784	5·748
191	600·04	28652·17	36481	6967871	13·820	5·758
192	603·18	28952·98	36864	7077888	13·856	5·768
193	606·32	29255·36	37249	7189057	13·892	5·778
194	609·47	29559·31	37636	7301384	13·928	5·788
195	612·61	29864·83	38025	7414875	13·964	5·798
196	615·75	30171·92	38416	7529536	14·000	5·808
197	618·89	30480·60	38809	7645373	14·035	5·818
198	622·03	30790·82	39204	7762392	14·071	5·828
199	625·17	31102·52	39601	7880599	14·106	5·838
200	628·32	31416·00	40000	8000000	14·142	5·848
201	631·46	31730·94	40401	8120601	14·177	5·857
202	634·60	32047·46	40804	8242408	14·212	5·867
203	637·74	32365·54	41209	8365427	14·247	5·877
204	640·88	32685·20	41616	8489664	14·282	5·886
205	644·02	33006·43	42025	8615125	14·317	5·896
206	647·16	33329·23	42436	8741816	14·352	5·905
207	650·31	33653·60	42849	8869743	14·387	5·915
208	653·45	33979·54	43264	8998912	14·422	5·924
209	656·59	34307·05	43681	9123329	14·456	5·934
210	659·73	34636·14	44100	9261000	14·491	5·943
211	662·87	34966·79	44521	9393931	14·525	5·953
212	666·01	35299·01	44944	9528128	14·560	5·962
213	669·16	35632·81	45369	9663597	14·594	5·972
214	672·30	35968·17	45796	9800344	14·628	5·981
215	675·44	36305·11	46225	9938375	14·662	5·990
216	678·58	36643·62	46656	10077696	14·696	6·000
217	681·72	36983·70	47089	10218313	14·730	6·009
218	684·86	37325·34	47524	10360232	14·764	6·018
219	688·01	37668·56	47961	10503459	14·798	6·027
220	691·15	38013·36	48400	10648000	14·832	6·036
221	694·29	38359·72	48841	10793861	14·866	6·045
222	697·43	38707·65	49284	10941048	14·899	6·055
223	700·57	39057·51	49729	11089567	14·933	6·064
224	703·71	39408·23	50176	11239424	14·966	6·073
225	706·86	39760·87	50625	11390625	15·000	6·082
226	710·00	40115·09	51076	11543176	15·033	6·091
227	713·14	40470·87	51529	11697083	15·066	6·100
228	716·28	40828·23	51984	11852352	15·099	6·109
229	719·42	41187·16	52441	12008989	15·132	6·118
230	722·56	41547·66	52900	12167000	15·165	6·126
231	725·70	41909·72	53361	12326391	15·198	6·135
232	728·85	42273·36	53824	12487168	15·231	6·144
233	731·99	42638·58	54289	12649337	15·264	6·153

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
234	735·13	43005·36	54756	12812904	15·297	6·162
235	738·27	43373·71	55225	12977875	15·329	6·171
236	741·41	43743·63	55696	13144256	15·362	6·179
237	744·55	44115·11	56169	13312053	15·394	6·188
238	747·68	44488·19	56644	13481272	15·427	6·197
239	750·88	44862 83	57121	13651919	15·459	6·205
240	753·98	45239·04	57600	13824000	15·491	6·214
241	757·12	45616·81	58081	13997521	15·524	6·223
242	760·26	45996·16	58564	14172488	15 556	6·231
243	763·40	46377·08	59049	14348907	15·588	6·240
244	766·52	46759·57	59536	14526784	15·620	6·248
245	769·92	47143·63	60025	14706125	15·652	6·257
246	772·83	47529·26	60516	14886936	15·684	6·265
247	775·97	47916·46	61009	15069223	15 716	6·274
248	779·11	48305·24	61504	15252992	15·748	6·282
249	782·25	48695·58	62001	15438249	15·779	6·291
250	785·40	49087·50	62500	15625000	15·811	6·299
251	788·54	49480·98	63001	15813251	15·842	6·307
252	791·68	49876·04	63504	16003008	15·874	6·316
253	794·82	50272·66	64009	16194277	15·905	6·324
254	797 96	50670·86	64516	16387064	15·937	6·333
255	808·10	51070·63	65025	16581375	15·968	6·341
256	804·24	51471·96	65536	16777216	16·000	6·349
257	807·39	51874·88	66049	16974593	16·031	6·357
258	810·53	52279·36	66564	17173512	16·062	6·366
259	813·67	52685·41	67081	17373979	16·093	6·374
260	816·81	53093·04	67600	17576000	16·124	6·382
261	819·97	53502·23	68121	17779581	16·155	6·390
262	823·09	53912·99	68644	17984728	16·186	6·398
263	826·24	54325·33	69169	18191447	16·217	6·406
264	829·38	54739·23	69696	18399744	16·248	6·415
265	832·52	55154·71	70225	18609625	16·278	6·423
266	835·66	55571·76	70756	18821096	16·309	6·431
267	838·80	55990·38	71289	19034163	16·340	6·439
268	841·94	56410·56	71824	19248832	16·370	6·447
269	845·09	56832·32	72361	19465109	16·401	6·455
270	848 23	57255·66	72900	19683000	16·431	6·463
271	851·37	57680·56	73441	19902511	16·462	6·471
272	854·51	58107·03	73984	20123648	16·492	6·479
273	857·65	58535·07	74529	20346417	16·522	6·487
274	860·79	58964 69	75076	20570824	16·552	6.495
275	863·94	59393·87	75625	20796875	16·583	6·502
276	867·08	59828·63	76176	21024576	16·613	6 510
277	870·22	60262·95	76729	21253933	16·643	6·518
278	873·36	60698·85	77284	21484952	16·673	6·526

n	$n\pi$	$n^2\frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
279	876·50	61136·32	77841	21717639	16·703	6·534
280	879·64	61573·36	78400	21952000	16·733	6·542
281	882·78	62015·96	78961	22188041	16·763	6·549
282	885·93	62458·14	79524	22425768	16·792	6·557
283	889·07	62901·90	80089	22665187	16·822	6·565
284	892·21	63347·22	80656	22906304	16·852	6·573
285	895·35	63794·11	81225	23149125	16·881	6·580
286	898·49	64242·57	81796	23393656	16·911	6·588
287	901·63	64692·61	82369	23639903	16·941	6·596
288	904·78	65144·21	82944	23887872	16·970	6·603
289	907·92	65597·39	83521	24137569	17·000	6·611
290	911·06	66052·14	84100	24389000	17·029	6·619
291	914·20	66508·45	84681	24642171	17·059	6·627
292	917·34	66966·34	85264	24897088	17·088	6·634
293	920·48	67425·80	85849	25153757	17·117	6·642
294	923·63	67886·83	86436	25412184	17·146	6·649
295	926·77	68349·43	87025	25672375	17·176	6·657
296	929·91	68813·60	87616	25934336	17·205	6·664
297	933·05	69279·34	88209	26198073	17·234	6·672
298	936·19	69746·66	88804	26463592	17·263	6·679
299	939·33	70215·54	89401	26730899	17·292	6·687
300	942·48	70686·00	90000	27000000	17·320	6·694
301	945·62	71158·02	90601	27270901	17·349	6·702
302	948·76	71631·62	91204	27543608	17·378	6·709
303	951·90	72106·78	91809	27818127	17·407	6·717
304	955·04	72583·52	92416	28094464	17·436	6·724
305	958·18	73061·83	93025	28372625	17·464	6·731
306	961·32	73541·71	93636	28652616	17·493	6·739
307	964·47	74023·16	94249	28934443	17·521	6·746
308	967·61	74506·18	94864	29218112	17·549	6·753
309	970·75	74990·77	95481	29503629	17·578	6·761
310	973·89	75476·94	96100	29791000	17·607	6·768
311	977·03	75964·67	96721	30080231	17·635	6·775
312	980·17	76453·93	97344	30371328	17·663	6·782
313	983·32	76944·85	97969	30664297	17·692	6·789
314	986·45	77437·29	98596	30959144	17·720	6·797
315	989·60	77931·31	99225	31255875	17·748	6·804
316	992·74	78426·89	99856	31554496	17·776	6·811
317	995·88	78924·06	100489	31855013	17·804	6·818
318	999·02	79422·78	101124	32157432	17·832	6·826
319	1002·17	79923·08	101761	32461759	17·860	6·833
320	1005·31	80424·96	102400	32768000	17·888	6·839
321	1008·45	80928·40	103041	33076161	17·916	6·847
322	1011·59	81433·41	103684	33386248	17·944	6·854
323	1014·73	81939·99	104329	33698267	17·972	6·861

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
324	1017·47	82448·15	104976	34012224	18·000	6·868
325	1021·02	82957·87	105625	34328125	18·028	6·875
326	1024·16	83469·17	106276	34645976	18·055	6·882
327	1027·30	83982·60	106929	34965783	18·083	6·889
328	1030·44	84496·47	107584	35287552	18·111	6·896
329	1033·58	85012·48	108241	35611289	18·138	6·903
330	1036·72	85530·06	108900	35937000	18·166	6·910
331	1039·86	86049·20	109561	36264691	18·193	6·917
332	1043·01	86569·92	110224	36594368	18·221	6·924
333	1046·15	87092·22	110889	36926037	18·248	6·931
334	1049·29	87616·08	111556	37259704	18·276	6·938
335	1052·43	88141·51	112225	37595375	18·303	6·945
336	1055·57	88668·51	112896	37933056	18·330	6·952
337	1058·71	89197·09	113569	38272753	18·357	6·959
338	1061·86	89727·23	114244	38614472	18·385	6·966
339	1065·02	90258·95	114921	38958219	18·412	6·973
340	1068·14	90792·24	115600	39304000	18·439	6·979
341	1071·28	91327·09	116281	39651821	18·466	6·986
342	1074·27	91863·52	116964	40001688	18·493	6·993
343	1077·56	92401·15	117649	40353607	18·520	7·000
344	1080·71	92941·09	118336	40707584	18·547	7·007
345	1083·85	93482·23	119025	41063625	18·574	7·014
346	1086·99	94024·94	119716	41421736	18·601	7·020
347	1090·35	94569·22	120409	41781923	18·628	7·027
348	1093·07	95115·08	121104	42144192	18·655	7·034
349	1096·41	95662·50	121801	42508549	18·681	7·040
350	1099·56	96211·50	122500	42875000	18·708	7·047
351	1102·70	96762·06	123201	43243551	18·735	7·054
352	1105·84	97314·20	123904	43614208	18·762	7·061
353	1108·98	97867·90	124609	43986977	18·788	7·067
354	1112·62	98423·18	125316	44361864	18·815	7·074
355	1115·26	98980·03	126025	44738875	18·842	7·081
356	1118·40	99538·45	126736	45118016	18·868	7·087
357	1121·55	100098·43	127449	45499293	18·894	7·094
358	1124·69	100660·00	128164	45882712	18·921	7·101
359	1127·83	101223·13	128881	46268279	18·947	7·107
360	1130·97	101787·84	129600	46656000	18·974	7·114
361	1134·11	102354·11	130321	47045881	19·000	7·120
362	1137·25	102921·95	131044	47437928	19·026	7·127
363	1140·40	103491·31	131769	47832147	19·052	7·133
364	1143·54	104062·35	132496	48228544	19·079	7·140
365	1146·68	104634·91	133225	48627125	19·105	7·146
366	1149·82	105209·04	133956	49027896	19·131	7·153
367	1152·96	105784·74	134689	49430863	19·157	7·159
368	1156·10	106362·00	135424	49836032	19·183	7·166

n	nπ	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
369	1159·25	106940·84	136161	50243409	19·209	7·172
370	1162·39	107521·26	136900	50653000	19·235	7·179
371	1165·53	108103·22	137641	51064811	19·261	7·185
372	1168·67	108686·79	138384	51478848	19·287	7·192
373	1171·81	109271·91	139129	51895117	19·313	7·198
374	1174·95	109858·62	139876	52313624	19·339	7·205
375	1178·10	110446·87	140625	52734375	19·365	7·211
376	1181·24	111036·71	141376	53157376	19·391	7·218
377	1184·38	111628·11	142129	53582633	19·416	7·224
378	1187·52	112221·09	142884	54010152	19·442	7·230
379	1190·66	112815·64	143641	54439939	19·468	7·237
380	1193·80	113411·76	144400	54872000	19·493	7·243
381	1196·94	114009·46	145161	55306341	19·519	7·249
382	1200·09	114608·70	145924	55742968	19·545	7·256
383	1203·23	115209·54	146689	56181887	19·570	7·262
384	1206·37	115811·94	147456	56623104	19·596	7·268
385	1209·51	116415·91	148225	57066625	19·621	7·275
386	1212·65	117021·45	148996	57512456	19·647	7·281
387	1215·79	117628·57	149769	57960603	19·672	7·287
388	1218·94	118237·25	150544	58411072	19·698	7·294
389	1222·08	118846·51	151321	58863869	19·723	7·299
390	1225·22	119453·94	152100	59319000	19·748	7·306
391	1228·36	120072·73	152881	59776471	19·774	7·312
392	1231·50	120687·70	153664	60236288	19·799	7·319
393	1234·64	121304·24	154449	60698457	19·824	7·325
394	1237·79	121922·43	155236	61162984	19·849	7·331
395	1240·93	122542·03	156025	61629875	19·875	7·337
396	1244·07	123163·28	156816	62099136	19·899	7·343
397	1247·21	123786·10	157609	62570773	19·925	7·349
398	1250·35	124412·10	158404	63044792	19·949	7·356
399	1253·49	125036·46	159201	63521199	19·975	7·362
400	1256·64	125664·00	160000	64000000	20·000	7·368
401	1259·78	126293·10	160801	64481201	20·025	7·374
402	1262·92	126923·88	161604	64964808	20·049	7·380
403	1266·06	127556·02	162409	65450827	20·075	7·386
404	1269·20	128189·84	163216	65939264	20·099	7·392
405	1272·34	128825·23	164025	66430125	20·125	7·399
406	1275·48	129462·19	164836	66923416	20·149	7·405
407	1278·63	130100·71	165649	67419143	20·174	7·411
408	1281·77	130740·82	166464	67911312	20·199	7·417
409	1284·91	131382·49	167281	68417929	20·224	7·422
410	1288·05	132025·74	168100	68921000	20·248	7·429
411	1291·19	132670·55	168921	69426531	20·273	7·434
412	1294·32	133316·93	169744	69934528	20·298	7·441
413	1297·48	133964·89	170569	70444997	20·322	7·447



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
414	1300·62	134614·41	171396	70957944	20·347	7·453
415	1303·76	135265·51	172225	71473375	20·371	7·459
416	1306·90	135918·18	173056	71991296	20·396	7·465
417	1310·04	136572·42	173889	72511713	20·421	7·471
418	1313·18	137228·22	174724	73034632	20·445	7·477
419	1316·32	137885·69	175561	73560059	20·469	7·483
420	1319·47	138544·56	176400	74088000	20·494	7·489
421	1322·61	139205·08	177241	74618461	20·518	7·495
422	1325·75	139867·17	178084	75151448	20·543	7·501
423	1328·89	140530·83	178929	75686967	20·567	7·507
424	1332·03	141196·07	179776	76225024	20·591	7·513
425	1335·18	141862·87	180625	76765625	20·615	7·518
426	1338·32	142531·25	181476	77308776	20·639	7·524
427	1341·46	143201·19	182329	77854483	20·664	7·530
428	1344·60	143872·71	183184	78402752	20·688	7·536
429	1347·74	144545·80	184041	78953589	20·712	7·542
430	1350·88	145220·46	184900	79507000	20·736	7·548
431	1354·02	145696·68	185761	80062991	20·760	7·554
432	1357·17	146574·48	186624	80621568	20·785	7·559
433	1360·33	147253·85	187489	81182737	20·809	7·565
434	1363·45	147934·80	188356	81746504	20·833	7·571
435	1366·59	148617·31	189225	82312875	20·857	7·577
436	1369·73	149301·39	190096	82881856	20·881	7·583
437	1372·87	149987·05	190969	83453453	20·904	7·588
438	1376·02	150674·27	191844	84027672	20·928	7·594
439	1379·16	151362·87	192721	84604519	20·952	7·600
440	1382·30	152053·44	193600	85184000	20·976	7·606
441	1385·44	152745·37	194481	85766121	21·000	7·612
442	1388·58	153438·88	195364	86350388	21·024	7·617
443	1391·72	154133·96	196249	86938307	21·047	7·623
444	1394·87	154830·61	197136	87528384	21·071	7·629
445	1398·01	155528·83	198025	88121125	21·095	7·635
446	1401·15	156228·62	198916	88716536	21·119	7·640
447	1404·29	156929·98	199809	89314623	21·142	7·646
448	1407·43	157632·92	200704	89915392	21·166	7·652
449	1410·57	158337·42	201601	90518849	21·189	7·657
450	1413·72	159043·50	202500	91125000	21·213	7·663
451	1416·86	159751·14	203401	91733851	21·237	7·669
452	1420·00	160460·36	204304	92345408	21·260	7·674
453	1423·14	161171·14	205209	92959677	21·284	7·680
454	1426·28	161883·50	206106	93576664	21·307	7·686
455	1429·42	162597·43	207025	94196375	21·331	7·691
456	1432·56	163312·93	207936	94818816	21·354	7·697
457	1435·71	164030·20	208849	95443993	21·377	7·703
458	1438·85	164748·64	209764	96071912	21·401	7·708

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
459	1441·99	165468·85	210681	96702579	21·424	7·714
460	1445·13	166190·64	211600	97336000	21·447	7·719
461	1448·27	166913·99	212521	97972181	21·471	7·725
462	1451·41	167638·91	213444	98611128	21·494	7·731
463	1454·56	168365·41	214369	99252847	21·517	7·736
464	1457·70	169093·47	215296	99897345	21·541	7·742
465	1460·84	169823·11	216225	100544625	21·564	7·747
466	1463·98	170554·32	217156	101194696	21·587	7·753
467	1467·12	171287·10	218089	101847563	21·610	7·758
468	1470·26	172021·44	219024	102503232	21·633	7·764
469	1473·41	172757·36	219961	103161709	21·656	7·769
470	1476·55	173494·86	220900	103823000	21·679	7·775
471	1479·69	174233·92	221841	104487111	21·702	7·780
472	1482·83	174974·55	222784	105154048	21·725	7·786
473	1485·97	175716·75	223729	105823817	21·749	7·791
474	1489·11	176460·45	224676	106496424	21·771	7·797
475	1492·26	177205·87	225625	107171875	21·794	7·802
476	1495·36	177952·79	226576	107850176	21·817	7·808
477	1498·54	178701·27	227529	108531333	21·840	7·813
478	1501·68	179451·33	228484	109215352	21·863	7·819
479	1504·82	180202·96	229441	109902239	21·886	7·824
480	1507·96	180956·16	230400	110592000	21·909	7·830
481	1511·10	181712·92	231361	111284641	21·932	7·835
482	1514·25	182467·26	232324	111980168	21·954	7·840
483	1517·39	183225·18	233289	112678587	21·977	7·846
484	1520·53	183984·66	234256	113379904	22·000	7·851
485	1523·67	184745·71	235225	114084125	22·023	7·857
486	1526·81	185508·33	236196	114791256	22·045	7·862
487	1529·95	186272·53	237169	115501303	22·069	7·868
488	1533·90	187038·29	238144	116214272	22·091	7·873
489	1536·24	187805·63	239121	116936169	22·113	7·878
490	1539·38	188574·54	240100	117649000	22·136	7·884
491	1542·52	189345·01	241081	118370771	22·158	7·889
492	1545·66	190117·06	242064	119095488	22·181	7·894
493	1548·80	190890·68	243049	119823157	22·204	7·899
494	1551·95	191665·87	244036	120553784	22·226	7·905
495	1555·09	192442·63	245025	121287375	22·248	7·910
496	1558·23	193220·96	246016	122023936	22·271	7·915
497	1561·37	194000·86	247009	122763473	22·293	7·921
498	1564·51	194782·34	248004	123505992	22·316	7·926
499	1567·55	195565·38	249001	124251499	22·338	7·932
500	1570·80	196350·00	250000	125000000	22·361	7·937
501	1573·94	197136·18	251001	125751501	22·383	7·942
502	1577·08	197923·94	252004	126506008	22·405	7·947
503	1580·22	198713·26	253009	127263527	22·428	7·953

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
504	1583·36	199504·16	254016	128024864	22·449	7·958
505	1586·50	200296·63	255025	128787625	22·472	7·963
506	1589·64	201090·67	256036	129554216	22·494	7·969
507	1592·79	201886 28	257049	130323843	22·517	7·974
508	1595·93	202683·46	258064	131096512	22·539	7·979
509	1599·07	203487·70	259081	131872229	22·561	7·984
510	1602·21	204282·54	260100	132651000	22·583	7·989
511	1605·35	205084·43	261121	133432831	22·605	7·995
512	1608·49	205887·84	262144	134217728	22 627	8·000
513	1611·64	206692·93	263169	135005697	22·649	8·005
514	1614·78	207499·53	264196	135796744	22·671	8·010
515	1617·92	208307·71	265225	136590875	22·694	8·016
516	1621·06	209117·46	266256	137388096	22·716	8·021
517	1624·20	209928·78	267289	138188413	22 738	8·026
518	1627·34	210741·66	268324	138991832	22·759	8·031
519	1630·49	211556·12	269361	139798359	22·782	8·036
520	1633·63	212372·16	270400	140608000	22·803	8·041
521	1636·77	213189·76	271441	141420761	22·825	8·047
522	1639·93	214008·93	272484	142236648	22·847	8·052
523	1643·05	214829·67	273529	143055667	22·869	8·057
524	1646·19	215651·99	274576	143877824	22·891	8·062
525	1649·34	216475·87	275625	144703125	22·913	8·067
526	1652·48	217301·33	276676	145531576	22·935	8·072
527	1655·62	218128·35	277729	146363183	22·956	8·077
528	1658·76	218956·95	278784	147197952	22·978	8·082
529	1661·90	219787·12	279841	148035889	23·000	8·087
530	1765·04	220618·86	280900	148877000	23·022	8·093
531	1668·18	221452·16	281961	149721291	23·043	8·098
532	1671·33	222287·04	283024	150568768	23·065	8·103
533	1674·47	223123·50	284089	151419437	23·087	8·108
534	1677·61	223961·52	285156	152273304	23·108	8·113
535	1680·75	224801·11	286225	153130375	23·130	8·118
536	1683·80	225642·27	287296	153990656	23·152	8·123
537	1687·04	226487·01	288369	154854153	23·173	8·128
538	1690·18	227329·31	289444	155720872	23·195	8·133
539	1693·32	228175·19	290521	156590819	23·216	8·138
540	1696 46	229022·64	291600	157464000	23·238	8·143
541	1699·60	229871·65	292681	158340421	23·259	8·148
542	1702 74	230722·24	293764	159220088	23·281	8·153
543	1705·88	231574·40	294849	160103007	23·302	8·158
544	1709·03	232428 13	295936	160989184	23·324	8 163
545	1712·17	233283·43	297025	161878625	23·345	8·168
546	1715·31	234140·30	298116	162771336	23·367	8·173
547	1718·45	234998·74	299209	163667323	23·388	8·178
548	1721·59	235858·76	300304	164566592	23·409	8·183

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
549	1724·73	236720·34	301401	165469149	23·431	8·188
550	1727·88	237583·50	302500	166375000	23·452	8·193
551	1731·02	238448·22	303601	167284151	23·473	8·198
552	1734·16	239314·52	304704	168196608	23·495	8·203
553	1737·30	240182·38	305809	169112377	23·516	8·208
554	1740·44	241051·82	306916	170031464	23·537	8·213
555	1743·58	241922·83	308025	170953875	23·558	8·218
556	1746·72	242795·41	309136	171879616	23·579	8·223
557	1749·77	243669·56	310249	172808693	23·601	8·228
558	1753·09	244545·28	311364	173741112	23·622	8·233
559	1756·15	245422·57	312481	174676879	23·643	8·238
560	1759·29	246301·44	313600	175616000	23·664	8·242
561	1762·43	247181·87	314721	176558481	23·685	8·247
562	1765·57	248063·87	315844	177504328	23·706	8·252
563	1768·72	248947·45	316969	178453547	23·728	8·257
564	1771·86	249832·59	318096	179406144	23·749	8·262
565	1775·00	250719·31	319225	180362125	23·769	8·267
566	1778·14	251607·60	320356	181321496	23·791	8·272
567	1781·28	252497·36	321489	182284263	23·812	8·277
568	1784·42	253388·88	322624	183250432	23·833	8·282
569	1787·57	254281·88	323761	185220009	23·854	8·286
570	1790·71	255176·64	324900	185193000	23·875	8·291
571	1793·85	256072·60	326041	186169411	23·896	8·296
572	1796·99	256970·31	327184	187149248	23·916	8·301
573	1800·13	257869·59	328329	188132517	23·937	8·306
574	1803·27	258770·45	329476	189119224	23·958	8·311
575	1806·42	259672·87	330625	190109375	23·979	8·315
576	1809·56	260576·87	331776	191102976	24·000	8·320
577	1812·80	261482·43	332929	192100033	24·021	8·325
578	1815·84	262388·57	334084	193100552	24·042	8·330
579	1818·98	263298·28	335241	194104539	24 062	8·335
580	1822·12	264208·56	336400	195112000	24·083	8·339
581	1825·26	265120·46	337561	196122941	24·104	8·344
582	1828·41	266033·82	338724	197137368	24·125	8·349
583	1831·55	266948·82	339889	198155287	24·145	8·354
584	1834·69	267865·38	341056	199176704	24·166	8·359
585	1837·83	268783·57	342225	200201625	24·187	8·363
586	1840·97	269703·21	343396	201230056	24·207	8·368
587	1844·11	270624·49	344569	202262003	24·228	8·373
588	1847·26	271547·33	345744	203297472	24·249	8·378
589	1850·40	272471·75	346921	204336469	24·269	8·382
590	1853·54	273397·74	348100	205379000	24·289	8·387
591	1856·68	274325·29	349281	206425071	24·310	8·392
592	1859·82	275254·42	350464	207474688	24·331	8·397
593	1862·96	276185·12	351649	208527857	24·351	8·401



n	n.π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
594	1866·11	277117·39	352836	209584584	24·372	8·406
595	1869·25	278051·23	354025	210644875	24·393	8·411
596	1872·39	278986·64	355216	211708736	24·413	8·415
597	1875·53	279923·62	356409	212776173	24·433	8·420
598	1878·67	280862·18	357604	213847192	24·454	8·425
599	1881·81	281802·30	358801	214921799	24·474	8·429
600	1884·96	282744·00	360000	216000000	24·495	8·434
601	1888·10	283687·26	361201	217081801	24·515	8·439
602	1891·24	284632·10	362404	218167208	24·536	8·444
603	1894·38	285578·50	363609	219256227	24·556	8·448
604	1897·52	286526·48	364816	220348864	24·576	8·453
605	1900·66	287476·03	366025	221445125	24·597	8·458
606	1903·80	288426·15	367236	222545016	24·617	8·462
607	1906·95	289379·84	368449	223648543	24·637	8·467
608	1910·09	290334·10	369664	224755712	24·658	8·472
609	1913·23	291289·93	370881	225866529	24·678	8·476
610	1916·37	292247·34	372100	226981000	24·698	8·481
611	1919·51	293206·31	373321	228099131	24·718	8·485
612	1922·65	294166·85	374544	229220928	24·739	8·490
613	1925·80	295128·97	375769	230346397	24·758	8·495
614	1928·94	296092·65	376996	231475544	24·779	8·499
615	1932·08	297057·91	378225	232608375	24·799	8·504
616	1935·22	298024·74	379456	233744896	24·819	8·509
617	1938·36	298993·14	380689	234885113	24·839	8·513
618	1941·50	299963·00	381924	236029032	24·859	8·518
619	1944·65	300934·64	383161	237176659	24·879	8·522
620	1947·79	301907·76	384400	238628000	24·899	8·527
621	1950·93	302882·44	385641	239483061	24·919	8·532
622	1954·07	303858·69	386884	240641848	24·939	8·536
623	1957·21	304836·51	388129	241804367	24·959	8·541
624	1960·35	305815·91	389376	242970624	24·980	8·545
625	1963·50	306796·87	390625	244140625	25·000	8·549
626	1966·64	307779·41	391876	245314376	25·019	8·554
627	1969·78	308763·41	393129	246491883	25·040	8·559
628	1972·92	309749·19	394384	247673152	25·059	8·563
629	1976·06	310736·44	395641	248858189	25·079	8·568
630	1979·20	311725·26	396900	250047000	25·099	8·573
631	1982·34	312715·64	398161	251239591	25·119	8·577
632	1985·49	313707·58	399424	252435968	25·139	8·582
633	1988·63	314701·14	400689	253636137	25·159	8·586
634	1991·77	315696·64	401956	254840104	25·179	8·591
635	1994·91	316692·91	403225	256047875	25·199	8·595
636	1998·05	317691·15	404496	257259456	25·219	8·599
637	2001·19	318690·97	405769	258474853	25·239	8·604
638	2004·34	319692·35	407044	259694072	25·259	8·609

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
639	2007·48	320695·31	408321	260917119	25·278	8·613
640	2010·62	321699·84	409600	262144000	25·298	8·618
641	2013·76	322705·93	410881	263374721	25·318	8·622
642	2016·90	323713·60	412164	264609288	25·338	8·627
643	2020·04	324722·84	413449	265847707	25·357	8·631
644	2023·19	325733·65	414736	267089984	25·377	8·636
645	2026·33	326746·03	416025	268836125	25·397	8·640
646	2029·47	327759·98	417316	269586136	25·416	8·644
647	2032·61	328775·50	418609	270840023	25·436	8·649
648	2035·76	329792·60	419904	272097792	25·456	8·653
649	2038·89	330811·26	421201	273359449	25·475	8·658
650	2042·04	331831·50	422500	274625000	25·495	8·662
651	2045·18	332853·40	423801	275894451	25·515	8·667
652	2048·32	333876·68	425104	277167808	25·534	8·671
653	2051·46	334901·62	426409	278445077	25·554	8·676
654	2054·60	335928·14	427716	279726264	25·573	8·680
655	2057·74	336956·23	429025	281011375	25·593	8·684
656	2060·88	337985·89	430336	282800416	25·612	8·689
657	2064·03	339017·12	431649	283593393	25·632	8·693
658	2067·17	340049·92	432964	284890312	25·651	8·698
659	2070·31	341084·29	434281	286191179	25·671	8·702
660	2073·45	342120·24	435600	287496000	25·690	8·706
661	2076·59	343157·75	436921	288804781	25·710	8·711
662	2079·73	344196·33	438244	290117528	25·720	8·715
663	2082·88	345237·49	439569	291434247	25·749	8·719
664	2086·02	346279·71	440896	292754944	25·768	8·724
665	2089·16	347323·51	442225	294079625	25·787	8·728
666	2092·30	348368·88	443556	295408296	25·807	8·733
667	2095·44	349416·40	444889	296740963	25·826	8·737
668	2098·58	350464·32	446224	298077632	25·846	8·742
669	2101·73	351514·30	447561	290418309	25·865	8·746
670	2104·87	352566·06	448900	300763000	25·884	8·750
671	2108·01	353619·28	450241	302111711	25·904	8·753
672	2111·15	354674·07	451584	303464448	25·923	8·759
673	2114·29	355730·43	452929	304821217	25·942	8·763
674	2117·43	356788·37	454276	306182024	25·961	8·768
675	2120·58	357847·87	455625	307546875	25·981	8·772
676	2123·72	358908·95	456976	308915776	26·000	8·776
677	2126·86	359971·59	458329	310288733	26·019	8·781
678	2130·00	361035·81	459684	311665652	26·038	8·785
679	2133·14	362101·60	461041	313046839	26·058	8·789
680	2136·28	363168·96	462400	314432000	26·077	8·794
681	2139·42	364237·88	463761	315821241	26·096	8·798
682	2142·57	365308·38	465124	317214568	26·115	8·802

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
683	2145·71	366380·40	466489	318611987	26·134	8·807
684	2148·85	367454·10	467856	320013504	26·153	8·811
685	2151·99	368529·31	469225	321419125	26·172	8·815
686	2155·13	369600·60	470596	322828856	26·192	8·819
687	2158·27	370684·45	471969	324242703	26·211	8·824
688	2161·42	371764·37	473344	325660672	26·229	8·828
689	2164·56	372845·87	474721	327082769	26·249	8·832
690	2167·70	373928·94	476100	328509000	26·268	8·836
691	2170·84	375013·57	477481	329939371	26·287	8·841
692	2173·98	376099·78	478864	331373888	26·306	8·845
693	2177·12	377187·56	480249	332812557	26·325	8·849
694	2180·27	378276·91	481636	334255384	26·344	8·853
695	2183·41	379367·83	483025	335702375	26·363	8·858
696	2186·55	380460·32	484416	337153536	26·382	8·862
697	2189·69	381554·38	485809	338608873	26·401	8·866
698	2192·83	382650·02	487204	340068392	26·419	8·870
699	2195·97	383747·22	488601	341532099	26·439	8·875
700	2199·12	384846·00	490000	343000000	26·457	8·879
701	2202·26	385949·52	491401	344472101	26·476	8·883
702	2205·40	387048·26	492804	345948088	26·495	8·887
703	2208·54	388151·74	494209	347428927	26·514	8·892
704	2211·68	389256·80	495616	348913664	26·533	8·896
705	2214·82	390363·43	497025	350402625	26·552	8·900
706	2217·96	391471·63	498436	351895816	26·571	8·904
707	2221·11	392581·40	499849	353393243	26·589	8·908
708	2224·25	393692·74	501264	354894912	26·608	8·913
709	2227·39	394805·65	502681	356400829	26·627	8·917
710	2230·53	395920·14	504100	357911000	26·645	8·921
711	2233·67	397036·19	505521	359425431	26·664	8·925
712	2236·81	398151·81	506944	360944128	26·683	8·929
713	2239·96	399273·01	508369	362467097	26·702	8·934
714	2243·10	400393·73	509796	363994344	26·721	8·938
715	2246·24	401516·11	511225	365525875	26·739	8·942
716	2249·38	402640·02	512656	367061696	26·758	8·946
717	2252·52	403765·50	514089	368601813	26·777	8·950
718	2255·66	404892·54	515524	370146232	26·795	8·954
719	2258·81	406021·16	516961	371694959	26·814	8·959
720	2261·95	407151·36	518400	373248000	26·833	8·963
721	2265·09	408283·32	519841	374805361	26·851	8·967
722	2268·23	409416·45	521284	376367048	26·870	8·971
723	2271·37	410551·25	522729	377933067	26·889	8·975
724	2274·51	411687·93	524176	379503424	26·907	8·979
725	2277·66	412825·87	525625	381078125	26·926	8·983
726	2280·80	413965·24	527076	382657176	26·944	8·988

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
727	2283·94	415106·06	528529	384240583	26·963	8·992
728	2287·08	416249·43	529984	385828352	26·991	8·996
729	2290·22	417393·76	531441	387420489	27·000	9·000
730	2293·36	418539·66	532900	389017000	27·018	9·004
731	2296·50	419687·12	534361	390617891	27·037	9·008
732	2299·65	420836·14	535824	392223168	27·055	9·012
733	2302·79	421986·78	537289	393832837	27·074	9·016
734	2305·93	423138·96	538756	395446904	27·092	9·020
735	2309·07	424292·71	540225	397065375	27·111	9·023
736	2312·21	425442·03	541696	398688256	27·129	9·029
737	2315·35	426604·93	543169	400315553	27·148	9·033
738	2318·50	427763·39	544644	401947272	27·166	9·037
739	2321·64	428923·43	546121	403583419	27·184	9·041
740	2324·78	430085·04	547600	405224000	27·203	9·045
741	2327·92	431248·21	549081	406869021	27·221	9·049
742	2331·06	432412·96	550564	408518488	27·239	9·053
743	2334·20	433579·28	552049	410172407	27·258	9·057
744	2337·35	434747·17	553536	411830784	27·276	9·061
745	2340·49	435916·63	555025	413493625	27·295	9·065
746	2343·63	437087·66	556516	415160936	27·313	9·069
747	2346·77	438260·26	558009	416832723	27·331	9·073
748	2349·91	439434·48	559504	418508992	27·349	9·077
749	2353·05	440610·18	561001	420189749	27·368	9·081
750	2356·20	441787·50	562500	421875000	27·386	9·086
751	2359·34	442966·38	564001	423564751	27·404	9·089
752	2362·48	444146·84	565504	425259008	27·423	9·094
753	2365·62	445328·86	567009	426957777	27·441	9·098
754	2368·76	446512·46	568516	428661064	27·459	9·102
755	2371·90	447697·63	570025	430368875	27·477	9·106
756	2375·04	448884·37	571536	432081216	27·495	9·109
757	2378·19	450072·68	573049	433798093	27·514	9·114
758	2381·33	451262·56	574564	435519512	27·532	9·118
759	2384·47	452454·01	576081	437245479	27·549	9·122
760	2387·61	453647·04	577600	438976000	27·568	9·126
761	2390·75	454841·63	579121	440711081	27·586	9·129
762	2393·89	456037·87	580644	442450728	27·604	9·134
763	2397·04	457235·53	582169	444194947	27·622	9·138
764	2400·18	458435·83	583696	445943744	27·640	9·142
765	2403·32	459635·71	585225	447697125	27·659	9·146
766	2406·46	460838·16	586756	449455096	27·677	9·149
767	2409·60	462042·18	588289	451217663	27 695	9·154
768	2412·74	463247·76	589824	452984832	27·713	9·158
769	2415·98	464454·92	591361	454756609	27·731	9·162
770	2419·03	465663·66	592900	456533000	27·749	9·166



n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
771	2422·17	466873·96	594441	458314011	27·767	9·169
772	2425·31	468085·83	595984	460099648	27·785	9·173
773	2428·45	469299·27	597529	461889917	27·803	9·177
774	2431·59	470514·29	599076	463684824	27·821	9·181
775	2434·74	471730·87	600625	465484375	27·839	9·185
776	2437·88	472949·03	602176	467288576	27·857	9·189
777	2441·02	474168·75	603729	469097433	27·875	9·193
778	2444·16	475396·05	605284	470910952	27·893	9·197
779	2447·30	476612·92	606841	472729139	27·910	9·201
780	2450·44	477837·36	608400	474552000	27·928	9·205
781	2453·58	479063·36	609961	476379541	27·946	9·209
782	2456·73	480290·94	611524	478211768	27 964	9·213
783	2459·87	481520·10	613089	480048687	27·982	9·217
784	2463·01	482750·82	614656	481890304	28·000	9·221
785	2466·15	483983·11	616225	483736025	28·017	9·225
786	2469·29	485216·97	617796	485587656	28·036	9·229
787	2472·43	486452·41	619369	487443403	28·053	9·233
788	2475·48	487689·73	620944	489303872	28·071	9·237
789	2478·72	488927·99	622521	491169069	28·089	9·240
790	2481·86	490168·14	624100	493039000	28·107	9·244
791	2485·00	491409·85	625681	494913671	28·125	9·248
792	2488·14	492653·14	627264	496793088	28·142	9·252
793	2491·28	493898·20	628849	498677257	28·160	9·256
794	2494·43	495144·43	630436	500566184	28·178	9·260
795	2497 57	496392·43	632025	502459875	28·196	9·264
796	2500·71	497648·40	633616	504358336	28·213	9·268
797	2503·85	498893·14	635209	506261573	28·231	9·271
798	2506·99	500145·86	636804	508169592	28·249	9·275
799	2510·13	501400·14	638401	510082399	28·266	9·279
800	2513·28	502656·00	640000	512000000	28·284	9·283
801	2516·42	503913·42	641601	513922401	28·302	9·287
802	2519·56	505172·43	643204	515849608	28·319	9·291
803	2522·70	506432·98	644809	517781627	28·337	9·295
804	2525·84	507655·52	646416	519718464	28·355	9·299
805	2528·98	508958·83	648025	521660125	28·372	9·302
806	2532·12	510224·11	649636	523606616	28·390	9·306
807	2535·27	511490·96	651249	525557943	28·408	9·310
808	2538·41	512759·38	652864	527514112	28·425	9·314
809	2541·55	514029·37	654481	529474129	28·443	9·318
810	2544·09	515300·94	656100	531441000	28·460	9·322
811	2547·83	516574·07	657721	533411731	28·478	9·325
812	2550·97	517848·77	659344	535387328	28·496	9·329
813	2554·12	519125·05	660969	537366797	28·513	9·333
814	2557·26	520402·85	662596	539353144	28·531	9·337

n	$n\pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
815	2560·40	521682·31	664225	541343375	28·548	9·341
816	2563·54	522663·30	665856	543338496	28·566	9·345
817	2566·68	524245·86	667489	545338513	28·583	9·348
818	2569·82	525529·98	669124	547343432	28·601	9·352
819	2572·97	526815·68	670761	549353259	28·618	9·356
820	2576·11	528102·96	672400	551368000	28·636	9·360
821	2579·25	529391·80	674041	553387661	28·653	9·364
822	2582·39	530682·21	675684	555412248	28·670	9·367
823	2585·53	531974·39	677329	557441767	28·688	9·371
824	2588·64	533267·75	678976	559476224	28·705	9·375
825	2591·82	534562·87	680625	561515625	28·723	9·379
826	2594·96	535859·57	682276	563559976	28·740	9·383
827	2598·10	537159·83	683929	565609283	28·758	9·386
828	2601·24	538457·62	685584	567663552	28·775	9·390
829	2604·38	539759·08	687241	569722789	28·792	9·394
830	2607·52	541062·06	688900	571787000	28·810	9·398
831	2610·66	542366·60	690561	573856191	28·827	9·401
832	2613·81	543672·72	692224	575930368	28·844	9·405
833	2616·95	544980·52	693889	578009537	28·862	9·409
834	2620·09	546289·68	695556	580093704	28·879	9·413
835	2623·23	547600·51	697225	582182875	28·896	9·417
836	2626·37	548912·91	698896	584277056	28·914	9·420
837	2629·51	550226·39	700569	586376253	28·931	9·424
838	2632·64	551542·43	702244	588480472	28·948	9·428
839	2635·80	552859·58	703921	590589719	28·965	9·432
840	2638·94	554178·24	705600	592704000	28·983	9·435
841	2642·08	555498·49	707281	594823321	29·000	9·439
842	2645·22	556820·32	708964	596947688	29·017	9·443
843	2648·36	558143·72	710649	599077107	29·034	9·447
844	2651·51	559468·69	712336	601211584	29·052	9·450
845	2654·65	560795·23	714025	603351125	29·069	9·454
846	2657·79	562123·34	715716	605495736	29·086	9·458
847	2660·93	563456·82	717409	607645423	29·103	9·461
848	2664·07	564784·28	719104	609800192	29·120	9·465
849	2667·21	566117·10	720801	611960049	29·138	9·469
850	2670·36	567451·59	722500	614125000	29·155	9·473
851	2673·50	568787·46	724201	616295051	29·172	9·476
852	2676·64	570125·00	725904	618470208	29·189	9·480
853	2679·78	571464·10	727609	620650477	29·206	9·483
854	2682·92	572804·78	729316	622835864	29·223	9·487
855	2686·06	574147·03	731025	625026375	29·240	9·491
856	2689·20	575490·85	732736	627222016	29·257	9·495
857	2692·35	576836·24	734449	629422793	29·274	9·499
858	2695·49	578183·20	736164	631628712	29·292	9·502



n	$n \pi$	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
859	2698·63	579531·73	737881	633839779	29·309	9·506
860	2701·77	580881·84	739600	636056000	29·326	9·509
861	2704·91	582233·51	741321	638277381	29·343	9·513
862	2708·05	583586·75	743044	640503928	29·360	9·517
863	2711·20	584941·57	744769	642735647	29·377	9·520
864	2714·34	586297·95	746496	644972544	29·394	9·524
865	2717·48	587655·91	748225	647214625	29·411	9·528
866	2720·66	589015·41	749956	649461896	29·428	9·532
867	2723·76	590376·54	751689	651714363	29 445	9·535
868	2726·90	591739·20	753424	653972032	29·462	9·539
869	2730·05	593103·44	755161	656234909	29·479	9·543
870	2733·19	594469·26	756900	658503000	29·496	9·546
871	2736·33	595836·44	758641	660776311	29·513	9·550
872	2739·87	597205·59	760384	663054848	29 529	9·554
873	2742·61	598576·91	762129	665338617	29 546	9·557
874	2745·75	599948·21	763876	667627624	29·563	9·561
875	2748·90	601321·87	765625	669921875	29·580	9·565
876	2752·04	602697·11	767376	672221376	29·597	9·568
877	2755·18	604073·91	769129	674526133	29·614	9·572
878	2758·32	605451·49	770884	676836152	29·631	9·575
879	2761·46	606832·24	772641	679151439	29·648	9·579
880	2764·60	608213·76	774400	681472000	29·665	9·583
881	2767·74	609596·84	776161	683797841	29·682	9·586
882	2770·89	610981·50	777924	686128968	29·698	9·590
883	2774·03	612367·74	779689	688465387	29·715	9·594
884	2777·17	613755·54	781456	690807104	29·732	9·597
885	2780·31	615144·91	783225	693154125	29·749	9·601
886	2783·45	616535·85	784996	695506456	29·766	9·604
887	2786·59	617928·37	786769	697864103	29·782	9·608
888	2789·75	619322·45	788544	700227072	29·799	9·612
889	2792·88	620718·11	790321	702595369	29·816	9·615
890	2796·02	622115·34	792100	704969000	29·833	9·619
891	2799·16	623514·13	793881	707347971	29·850	9·623
892	2802·30	624914·50	795664	709732288	29·866	9·626
893	2805·44	626316·44	797449	712121957	29·883	9·630
894	2808·59	627719·95	799236	714516984	29·900	9·633
895	2811 73	629120·35	801025	716917375	29·916	9·637
896	2814·87	630531·68	802816	719323136	29·933	9·640
897	2818 82	631939·90	804609	721734273	29·950	9·644
898	2821·15	633349·70	806404	724150792	29·967	9·648
899	2824·29	634768·13	808201	726572699	29·983	9·651
900	2827·44	636174·00	810000	729000000	30·000	9·655
901	2830·58	637588·50	811804	731432701	30·017	9·658
902	2833·72	639004·58	813604	733870808	30·033	9·662

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
903	2836·86	640422·22	815409	736314327	30·050	9·666
904	2840·00	641841·44	817216	738763264	30·066	9·669
905	2843·14	643262·23	819025	741217625	30·083	9·673
906	2846·28	644684·74	820836	743677416	30·100	9·676
907	2849·43	646108·52	822649	746142643	30·116	9·680
908	2852·57	647534·02	824464	748613312	30·133	9·683
909	2855·71	648961·09	826281	751089429	30·150	9·687
910	2858·85	650389·74	828100	753571000	30·163	9·690
911	2861·99	651819·95	829921	756058031	30·183	9·694
912	2865·13	653251·73	831744	758550528	30·199	9·698
913	2868·29	654689·09	833569	761048497	30·216	9·701
914	2871·42	656120·81	835396	763551944	30·232	9·705
915	2874·56	657556·51	837225	766060875	30·249	9·708
916	2877·70	658994·58	839056	768575296	30·265	9·712
917	2880·84	660432·22	840889	771095213	30·282	9·715
918	2883·98	661875·42	842724	773620632	30·298	9·718
919	2887·13	663318·20	844561	776151559	30·315	9·722
920	2890·27	664762·56	846400	778688000	30 331	9·726
921	2893·41	666208·48	848241	781229961	30·348	9·729
922	2896·55	667655·97	850084	783777448	30·364	9·733
923	2899·69	669101·61	851929	786330467	30·381	9·736
924	2902·83	670555·67	853776	788889024	30·397	9·740
925	2905·98	672007·87	855625	791453125	30·414	9·743
926	2909·12	673461·65	857476	794022776	30·430	9·747
927	2912·26	674916·99	859329	796597983	30·447	9·750
928	2915·40	676373·91	861184	799178752	30·463	9·754
929	2918·54	677832·40	863041	801765089	30·479	9·757
930	2921·68	679292·46	864900	804357000	30·496	9·761
931	2924·82	680754·08	866761	806954491	30·512	9·764
932	2927·97	682217·30	868624	809557568	30·529	9·768
933	2931·11	683682·06	870489	812166237	30·545	9·771
934	2934·25	685148·40	872356	814780504	30·561	9·775
935	2937·39	686616·31	874225	817400375	30·578	9·778
936	2940·53	688085·79	876096	820025856	30·594	9·783
937	2943·67	689556·85	877969	822656953	30·610	9·785
938	2946·82	691029·47	879844	825293672	30·627	9·789
939	2949·96	692503·67	881721	827936019	30·643	9·792
940	2953·10	693979·44	883600	830584000	30·659	9·796
941	2956·24	695456·77	885481	833237621	30·676	9·799
942	2959·38	696935·68	887364	835896888	30·692	9·803
943	2962·43	698416·14	889249	838561807	30·708	9·806
944	2965·67	699898·21	891136	841232384	30·724	9·810
945	2968·81	701381·83	893025	843908625	30·741	9·813
946	2971·95	702867·02	894916	846590536	30·757	9·817

n	πn	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
947	2975·09	704350·25	896809	849278123	30·773	9·820
948	2978·23	705841·80	898704	851971392	30·790	9·823
949	2981·37	707332·02	900601	854670349	30·806	9·827
950	2984·52	708023·50	902500	857375000	30·822	9·830
951	2987·66	710316·54	904401	860085351	30·838	9·834
952	2990·72	711811·16	906304	862801408	30·854	9·837
953	2993·94	713307·34	908209	865523177	30·871	9·841
954	2997·08	714805·10	910116	868250664	30 887	9·844
955	3000·22	716304·43	912025	870983875	30·903	9·848
956	3003·36	717805·33	913936	873722816	30·919	9·851
957	3006·51	719307·80	915849	876467493	30·935	9·854
958	3009·65	720811·84	917764	879217912	30·951	9 858
959	3012·79	722317·45	919681	881974079	30 968	9·861
960	3015·93	723824·64	921600	884736000	30·984	9·865
961	3019·07	725333·39	923521	887503681	31·000	9·868
962	3022·21	726843·71	925444	890277128	31·016	9·872
963	3025·36	728355·61	927369	893056347	31·032	9·875
964	3028·50	729869·07	929296	895481344	31·048	9·878
965	3031·64	731384·11	931225	898632125	31·064	9·881
966	3034·78	732900·72	933156	901428696	31·080	9·885
967	3037·92	734418·90	935089	904231063	31·097	9·889
968	3041·06	735938·64	937024	907039232	31·113	9·892
969	3044·21	737459·96	938961	909853209	31·129	9·895
970	3047·35	738982·86	940900	912673000	31·145	9·899
971	3050 49	740507·32	942841	915498611	31·161	9·902
972	3053·63	742033·35	944784	918330048	31·177	9·906
973	3056·77	743560·95	946729	921167317	31·193	9·909
974	3059·91	745090·13	948676	924010424	31·209	9·912
975	3063 06	746620·87	950625	926859375	31·225	9·916
976	3066·20	748153·19	952576	929714176	31·241	9·919
977	3069·36	749687·07	954529	932574833	31·257	9·923
978	3072·48	751222·53	956484	935441352	31·273	9·926
979	3075·62	752759·56	958441	938313739	31·289	9·929
980	3078·76	754298·16	960400	941192000	31·305	9·933
981	3081·90	755838·32	962361	944076141	31·321	9·936
982	3085·05	757380·06	964324	946966168	31·337	9·940
983	3088·19	758923·38	966289	949862087	31·353	9·943
984	3091·33	760468·26	968256	952763904	31·369	9·946
985	3094·47	762014·71	970225	955671625	31·385	9·950
986	3097·61	763562·73	972196	958585256	31·401	9·953
987	3100·75	765119·33	974169	961504803	31·416	9·956
988	3103·96	766663·49	976144	964430272	31·432	9·960
989	3107·04	768216·23	978121	967361669	31·448	9·963
990	3110·18	769770·54	980100	970299000	31·464	9 966

n	n π	$n^2 \frac{\pi}{4}$	n^2	n^3	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$
991	3113·32	771326·41	982081	973242271	31·480	9·970
992	3116·46	772883·86	984064	976191488	31·496	9·973
993	3119·60	774442·88	986049	979146657	31·512	9·977
994	3122·75	776003·47	988036	982107784	31·528	9·980
995	3125·89	777565·63	990025	985074875	31·544	9·983
996	3129·03	779129·36	992016	988047936	31·559	9·987
997	3132·17	780694·66	994009	991026973	31·575	9·990
998	3135·11	782261·54	996004	994011992	31·591	9·993
999	3138·45	783829·98	998001	997002999	31·607	9·997
1000	3141·60	785400·00	1000000	1000000000	31·623	10·000

453.

Länge der Kreisbögen für den Radius 1.

Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge	Grade	Länge
1	0·01745	21	0·36652	41	0·71558	61	1·06465	81	1·41372
2	0·03491	22	0·38397	42	0·73304	62	1·08210	82	1·43117
3	0·05236	23	0·40143	43	0·75049	63	1·09956	83	1·44862
4	0·06981	24	0·41888	44	0·76794	64	1·11701	84	1·46608
5	0·08726	25	0·43633	45	0·78540	65	1·13446	85	1·48353
6	0·10472	26	0·45379	46	0·80285	66	1·15191	86	1·50098
7	0·12217	27	0·47124	47	0·82030	67	1·16937	87	1·51844
8	0·13963	28	0·48869	48	0·83776	68	1·18682	88	1·53589
9	0·15708	29	0·50615	49	0·85521	69	1·20428	89	1·55334
10	0·17453	30	0·52360	50	0·87266	70	1·22173	90	1·57079
11	0·19198	31	0·54105	51	0·89012	71	1·23918	100	1·74533
12	0·20944	32	0·55851	52	0·90757	72	1·25664	110	1·91986
13	0·22689	33	0·57596	53	0·92502	73	1·27409	120	2·09439
14	0·24434	34	0·59341	54	0·94248	74	1·29154	130	2·26893
15	0·26180	35	0·61087	55	0·95993	75	1·30899	140	2·44346
16	0·27925	36	0·62832	56	0·97738	76	1·32645	150	2·61799
17	0·29670	37	0·64577	57	0·99484	77	1·34390	160	2·79253
18	0·31416	38	0·66323	58	1·01229	78	1·36136	170	2·96706
19	0·33161	39	0·68068	59	1·02974	79	1·37881	180	3·14159
20	0·34907	40	0·69813	60	1·04719	80	1·39626	360	6·28319

454.
Tabelle der trigonometrischen Linien.

Grad.	Sinus.	Cosinus.	Tangente.	Cotangente.	Grad.
1	0·0175	0·9998	0·0175	57·2899	89
2	0·0349	0·9994	0·0349	28·6363	88
3	0·0523	0·9986	0·0524	19·0811	87
4	0·0698	0·9976	0·0699	14·3007	86
5	0·0872	0·9962	0·0875	11·4301	85
6	0·1045	0·9945	0·1051	9·5114	84
7	0·1219	0·9925	0·1228	8·1443	83
8	0·1392	0·9903	0·1405	7·1154	82
9	0·1564	0·9877	0·1584	6·3138	81
10	0·1736	0·9848	0·1763	5·6713	80
11	0·1908	0·9816	0·1944	5·1446	79
12	0·2079	0·9781	0·2126	4·7046	78
13	0·2250	0·9744	0·2309	4·3315	77
14	0·2419	0·9703	0·2493	4·0108	76
15	0·2588	0·9659	0·2679	3·7321	75
16	0·2756	0·9613	0·2867	3·4874	74
17	0·2924	0·9563	0·3057	3·2709	73
18	0·3090	0·9511	0·3249	3·0777	72
19	0·3256	0·9455	0·3443	2·9042	71
20	0·3420	0·9397	0·3640	2·7475	70
21	0·3584	0·9336	0·3839	2·6051	69
22	0·3746	0·9272	0·4040	2·4751	68
23	0·3907	0·9205	0·4245	2·3559	67
24	0·4067	0·9135	0·4452	2·2460	66
25	0·4226	0·9063	0·4663	2·1445	65
26	0·4384	0·8988	0·4877	2·0503	64
27	0·4540	0·8910	0·5095	1·9626	63
28	0·4695	0·8829	0·5317	1·8807	62
29	0·4848	0·8746	0·5543	1·8040	61
30	0·5000	0·8660	0·5774	1·7321	60
31	0·5150	0·8572	0·6009	1·6643	59
32	0·5299	0·8480	0·6249	1·6003	58
33	0·5446	0·8387	0·6494	1·5399	57
34	0·5592	0·8290	0·6745	1·4826	56
35	0·5736	0·8192	0·7002	1·4281	55
36	0·5878	0·8090	0·7265	1·3764	54
37	0·6018	0·7986	0·7536	1·3270	53
38	0·6157	0·7880	0·7813	1·2799	52
39	0·6293	0·7771	0·8098	1·2349	51
40	0·6428	0·7660	0·8391	1·1918	50
41	0·6560	0·7547	0·8693	1·1504	49
42	0·6691	0·7431	0·9004	1·1106	48
43	0·6820	0·7314	0·9325	1·0724	47
44	0·6947	0·7193	0·9657	1·0355	46
45	0·7071	0·7071	1·0000	1·0000	45
Grad.	Cosinus.	Sinus.	Cotangente.	Tangente.	Grad.

455.

*Tabelle der gemeinen Logarithmen aller Zahlen von **1** bis **100**.*

Zahl.	Logarith.	Zahl	Logarith.	Zahl.	Logarith.	Zahl.	Logarith.
1	0000000	26	4149733	51	7075702	76	8808136
2	3010300	27	4313638	52	7160033	77	8864907
3	4771213	28	4471580	53	7242759	78	8920946
4	6020600	29	4623980	54	7323938	79	8976271
5	6989700	30	4771213	55	7403627	80	9030900
6	7781513	31	4913617	56	7481880	81	9084850
7	8450980	32	5051500	57	7558749	82	9138139
8	9030900	33	5185139	58	7634280	83	9190781
9	9542425	34	5314789	59	7708520	84	9242793
10	0000000	35	5440680	60	7781513	85	9294189
11	0413927	36	5563025	61	7853298	86	9344985
12	0791812	37	5682017	62	7923917	87	9395193
13	1139434	38	5797836	63	7993405	88	9444827
14	1461280	39	5910646	64	8061800	89	9493900
15	1760913	40	6020600	65	8129134	90	9542425
16	2041200	41	6127839	66	8195439	91	9590414
17	2304489	42	6232493	67	8260748	92	9637878
18	2552725	43	6334685	68	8325089	93	9684829
19	2787536	44	6434527	69	8388491	94	9731279
20	3010300	45	6532125	70	8450980	95	9777236
21	3222193	46	6627578	71	8512583	96	9822712
22	3424227	47	6720979	72	8573325	97	9867717
23	3617278	48	6812412	73	8633229	98	9912261
24	3802112	49	6901961	74	8692317	99	9956352
25	3979400	50	6989700	75	8750613	100	0000000

456.

Metallmischungen.

Benennung der *Legirung.*	*Verwendbarkeit* oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile enthalten:					
		Kupfer	Zink	Blei	Zinn	Nickel	Eisen
Messing . . .	dehnbar, hämmerbar, für Draht u. Blech	70	30	—	—	—	—
Stollberger Messing	lässt sich gut dehnen . . .	64·8	32·8	2	0·4	—	—
Bristol-Messing .	blassgelb . .	$66^2/_3$	$33^1/_3$	—	—	—	—
Mosaisches Gold	—	65·4	34·6	—	—	—	—
Messing von Hägermühle . .	—	84·5	15·4	—	—	—	—
Tomback oder Rothguss . .	—	83·4 bis 91·0	16·6 bis 9·0	—	—	—	—
Bath-Metall . .	—	78	22	—	—	—	—
Platin von Birmingham . .	weiss, f. Knöpfe	61·6	38·4	—	—	—	—
Schlag- od. Hartloth	für Kupfer . .	88·9	11·1	—	—	—	—
Schlagloth . .	für Messing .	66·6	33·3	—	—	—	—
Schnellloth . .	für Messing .	—	—	83·4 bis 85·7	16·6 bis 14·3	—	—
Glockenmetall .	für grosse Glocken . .	80	—	—	20	—	—
Engl. Glockenspeise . . .	—	80	5·7	4·3	10	—	—
Metall	für Uhrschellen	75	—	—	25	—	—
Metall d'Alger .	f. Tischklingeln	5	—	—	95	—	—
Metall zu . . .	Bildsäulen	77	—	—	23	—	—
	„	82·5	10·3	3·15	4·10	—	—
	„	91·2	5·57	1·43	1·78	—	—
	„	91·3	6·09	1·61	1·00	—	—
	„	91·7	4·93	1·07	2·32	—	—
	Medaillen	91	—	—	9	—	—
	„	85	3	2	12	—	—
Kanonen-Metall	—	91	—	—	9	—	—
„	französisches	90	—	—	10	—	—

Benennung der *Legirung.*	*Verwendbarkeit* oder Eigenschaft derselben.	100 Gewichtstheile enthalten:					
		Kupfer	Zink	Blei	Zinn	Nickel	Eisen
Spiegel-Metall .	—	67	—	—	33	—	—
	d. Silber ähnlich	53	29	—	—	18	—
	" " "	53	25	—	—	22	—
	leicht löthbar	57	20	3	—	20	—
Argentan . . .	in der Luft beständig	50	25	—	—	25	—
	f. Blechwaaren	60	20	—	—	20	—
	f. Gusswaaren	54	25	3	—	18	—
Packfong d. Chinesen . . .	—	40	25·4	—	—	31·6	2·6
		Kupfer	Messing	Blei	Zinn	Antimonium	Wismuth
Britannia-Metall	zu Geschirren	—	25	—	25	25	25
Englisch Pewter	—	3·54	—	—	88·5	7·06	0·89
Plate Pewter . .	—	1·79	—	—	89·3	7·14	1·79
Ley Pewter . .	—	—	—	20	80	—	—
Queen's Metall .	—	—	—	8·33	75	8·33	8·33
Buchdruckerlett.	—	—	—	77·0	—	15·4	7·7
Stereotyp-Metall	—	—	—	69·0	13·8	13·8	6·9
Notendruck-Met.	—	—	—	—	50	50	—
		—	—	75	—	25	—
		2	—	—	80	18	—
Mischungen zu .	Lagerschalen	22·2	—	—	33·3	44·4	—
		5·5	—	—	83·3	11·1	—
		13·3	—	—	73·3	13·3	—
Amalgame.		Quecksilber	Gold	Silber	Zinn	Zink	
	zum Vergolden	91	9	—	—	—	—
	" "	89	11	—	—	—	—
Amalgam . . .	zum Versilbern	85	—	15	—	—	—
	zum Belegen d. Spiegel	30	—	—	70	—	—



457.

Spezifische Gewichte der Körper.

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht
Platina, gewalzt	22·669	Erde, lehmige, festgestossene, frische	2·060
Gold, geschmolzen	19·258	Erde, trockene	1·930
Silber	10·474	Feste Gartenerde, frische	2·050
„ gehämmert	10·511	Feste Gartenerde, trockene	1·630
Quecksilber bei 0°	13·598	Feste Gartenerde, trockene, magere	1·338
Kupfer, gehämmert	9·000	Mauer mit Kalkmörtel von Ziegelsteinen:	
„ gegossen	8·788	frisch	1·627
Blei, geschmolzen	11·352	trocken	1·532
Zinn	7·291	Mauer von Bruchsteinen (Kalkstein):	
Zink, geschmolzen	7·037	frische	2·460
Wismuth	9·832	trockene	2·400
Gusseisen	7·207	Mauer von Sandstein:	
Schmiedeisen	7·788	frische	2·100
Stahl, gehärtet	7·816	trockene	2·000
Gussstahl	7·919	Glas von Bouteillen	2·811
Messing	8·200	Fensterglas	2·642
Kanonenmetall	8·788	Krystallglas	2·892
Argentan	8·563	Spiegelglas	2·465
Kalkstein, dichter	2·450	Flintglas	3·329
Alabaster	2·611	Porzellan	2·319
Kreide	2·700	Holz, Holzfaser oder eigentliche Holzsubstanz	1·500
Gyps, gegossen u. ausgetrocknet	0·973	Holz, lufttrocken, von Ahorn	0·645
Quarz	2·624	Apfelbaum	0·733
Sandstein	2·350	Birke	0·738
Thonschiefer	2·670		
Basalt	2·662		
Granit	2·801		
Steinkohle (Schwarzkohle)	1·825		
Braunkohle	1·200		
Ziegel, gebrannte	1·812		
Sand, gemein., trocken	1·638		

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht
Birnbaum	0·732	Milch	1·030
Buche	0·590	Oele: Leinöl	0 940
Buxbaum	0·942	Olivenöl	0·915
Ebenholz, grünes	1·210	Rüböl, gutes	0·914
„ schwarzes	1·187	Mohnöl	0·929
Edeltanne, pinus abies	0·555	Salzsäure, flüssige von 39·675 % Chlorgehalt	1·200
„ frisch gefällt	0·894	„ 35·310 „ Chlorgh.	1·180
Eichenholz, Sommer-Eiche	0·693	„ 29·757 „ „	1·152
Erle	0 500	„ 23·855 „ „	1·120
Esche	0·670	„ 17·854 „ „	1·090
Weissbuche	0·769	Salpetersäure: bei einem Gehalte an wasserfreier Salpetersäure	
Kiefer, pin. silv.	0·550	von 97·7 %	1·500
„ frisch gefällt	0·912	„ 73·3 „	1·479
Kork	0·240	„ 59·8 „	1·419
Lerche	0·563	„ 45·4 „	1·332
Linde	0·499	„ 30·3 „	1·221
Mahagony	0·754	„ 26·3 „	1·190
Nussbaum	0·660	Schwefelsäure, concentrirte	1·850
Pappel, gemeine	0·387	Absoluter Alkohol von 35°	0·959
Pockholz	1·263	„ 10°	0·965
Rothtanne	0·472	Meerwasser	1·027
Saalweide	0 529	Wasser bei 15°	1·000
Zucker, weisser	1·606		
Gerste	1·278		
Waizen	1·346		
Eis	0·916		
Bier, untergähriges	1·006		
Wein	0·975		



458.

Gewichte der Metallbleche.

Bleh-dicke in Millim.	Gewicht in Kilog. von einem Quadratmeter.					
	Eisen-blech.	Kupfer-blech.	Messing-blech.	Bei-blech.	Zink-blech.	Silber-blech.
1	7·788	8·788	8·508	11·3523	6·8610	10·4743
2	15·576	17·576	17·016	22·7046	13·7220	20·9486
3	23·364	26·364	25·524	34·0569	20·5830	31·4229
4	31·152	35·152	34·032	45·4192	27·4440	41·8972
5	38·940	43·940	42·540	56·7615	34·3050	52·3715
6	46·728	52·728	51·048	68·1138	41·1660	62·8458
7	54·516	61·516	59·556	79·4661	48·0270	73·3201
8	62·304	70·304	68·064	90·8184	54·8880	83·7944
9	70·092	79·092	76·572	102·1707	61·7490	94·2687
10	77·880	87·880	85·080	113·523	68·610	104·743
11	85·668	96·668	93·588	124·875	75·471	115·217
12	93·456	105·456	102·096	136·227	82·332	125·691
13	101·244	114·244	110·604	147·579	89·193	136·165
14	109·032	123·032	119·112	158·931	96·054	146·639
15	116·820	131·820	127·620	170·283	102·915	157·113
16	124·608	140·608	136·128	181·635	109·776	167·587
17	132·396	149·396	144·636	192·987	116·637	178·061
18	140·184	158·184	153·144	204·339	123·498	188·535
19	147·972	166·972	161·652	215·691	130·359	199·009
20	155·760	175·760	170·160	227·043	137·220	209·483
21	163·548	184·548	178·668	238·395	144·081	219·957
22	171·336	193·336	187.176	249·747	150·942	230·431
23	179·124	202·124	195·684	261·099	157·803	240·905
24	186·912	210·912	204·192	272·451	164·664	251·379
25	194·700	219·700	212·700	283·803	171·525	261·853

Die erste horizontale Zahlenreihe gibt auch die spezifischen Gewichte, welche bei der Berechnung dieser Tabelle zu Grunde gelegt wurden.

459.

Metalldicke und Gewicht gusseiserner Röhren für Wasser- und Gasleitungen.

Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.
5	1·035	14·46	35	1·245	102·18	65	1·455	218·95
6	1·042	16·61	36	1·252	105·60	66	1·462	223·34
7	1·049	19·12	37	1·259	109·11	67	1·469	227·67
8	1·056	21·01	38	1·266	112·57	68	1·476	232·21
9	1·063	24·22	39	1·273	116·10	69	1·483	236·68
10	1·070	26·82	40	1·280	119·64	70	1·490	241·22
11	1·077	29·45	41	1·287	123·24	71	1·497	245·76
12	1·084	32·11	42	1·294	126·84	72	1·504	250·30
13	1·091	34·81	43	1·301	130·52	73	1·511	254·91
14	1·098	37·53	44	1·308	134·12	74	1·518	259·52
15	1·105	40·29	45	1·315	137·94	75	1·525	264·21
16	1·112	43·08	46	1·322	141·69	76	1·532	268·89
17	1·119	45·91	47	1·329	145·37	77	1·539	273·65
18	1·126	48·76	48	1·336	149·18	78	1·546	278·40
19	1·133	51·65	49	1·343	153·08	79	1·553	283·24
20	1·140	54·56	50	1·350	156·97	80	1·560	288·06
21	1·147	57·52	51	1·357	160·86	81	1·567	292·96
22	1·154	60·50	52	1·364	164·82	82	1·574	297·87
23	1·161	63·51	53	1·371	168·79	83	1·581	302·84
24	1·168	66·56	54	1·378	172·82	84	1·588	307·81
25	1·175	69·63	55	1·385	176·79	85	1·595	312·71
26	1·182	72·57	56	1·392	180·90	86	1·602	317·76
27	1·189	75·89	57	1·399	185·00	87	1·609	322·80
28	1·196	79·06	58	1·406	189·11	88	1·616	327·92
29	1·203	82·27	59	1·413	193·29	89	1·623	332·96
30	1·210	85·50	60	1·420	197·47	90	1·630	338·22
31	1·217	88·78	61	1·427	201·65	91	1·637	343·34
32	1·224	92·09	62	1·434	205·98	92	1·644	348·60
33	1·231	95·41	63	1·441	210·23	93	1·651	353·86
34	1·238	98·78	64	1·448	214·62	94	1·658	359·05



460.

Tabelle der Gewichte der Muttern, Köpfe und Bolzen scharfkantiger Schrauben.

Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.
	Quadrat-Bolzenkopf □	Runder Bolzenkopf ○			Quadrat-Bolzenkopf □	Runder Bolzenkopf ○			Quadrat-Bolzenkopf □	Runder Bolzenkopf ○	
1	0·0538	0·0494	0·0061	2·7	0·5974	0·5484	0·0458	4·4	2·516	2·310	0·1184
1·1	0·0722	0·0674	0·0074	2·8	0·6692	0·6130	0·0479	4·5	2·680	2·455	0·1238
1·2	0·0924	0·0896	0·0088	2·9	0·7586	0·6884	0·0512	4·6	2·859	2·618	0·1294
1·3	0·1136	0·1046	0·0103	3·0	0·8762	0·8073	0·0550	4·7	3·031	2·780	0·1351
1·4	0·1364	0·1260	0·0119	3·1	0·9500	0·8800	0·0588	4·8	3·222	2·955	0·1409
1·5	0·1590	0·1480	0·0137	3·2	1·045	0·9620	0·0626	4·9	3·410	3·138	0·1468
1·6	0·1822	0·1690	0·0156	3·3	1·138	1·049	0·0666	5·0	3·623	3·338	0·1529
1·7	0·2082	0·1928	0·0176	3·4	1·239	1·140	0·0707	5·1	3·831	3·530	0·1592
1·8	0·2360	0·2178	0·0198	3·5	1·342	1·230	0·0749	5·2	4·053	3·725	0·1653
1·9	0·2658	0·2450	0·0220	3·6	1·452	1·330	0·0793	5·3	4·284	3·940	0·1718
2·0	0·2972	0·2732	0·0244	3·7	1·552	1·435	0·0837	5·4	4·530	4·160	0 1784
2·1	0·3284	0·3036	0·0269	3·8	1·674	1·540	0·0883	5·5	4·778	4·390	0·1850
2·2	0·3620	0·3350	0·0296	3·9	1·809	1·658	0·0930	5·6	5·031	4·615	0·1918
2·3	0·4000	0·3700	0·0324	4·0	1·939	1·786	0·0978	5·7	5·298	4·869	0·1987
2·4	0·4420	0·4080	0·0351	4·1	2·074	1·902	0·1028	5·8	5·548	5·100	0·2057
2·5	0·4850	0·4500	0·0382	4·2	2·216	2·031	0·1079	5·9	5·810	5·350	0·2129
2·6	0·5360	0·4946	0·0413	4·3	2·362	2·170	0·1160	6·0	6·082	5·604	0·2201

461.

Gewichte der Kupplungen.

Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes Kilg.	Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes Kilg.
I	1·8	0·8	XI	94·8	59·2
II	2·5	1·2	XII	135·5	85·1
III	5·0	2·0	XIII	184·8	116
IV	6·5	2·8	XIV	213·2	143
V	9·6	5·4	XV	284·3	178
VI	14·3	8·6	XVI	360	229
VII	20·1	12·1	XVII	452	316
VIII	26·8	16·4	XVIII	562	392
IX	40·0	24·9	XIX	685	481
X	63·2	39·6			

Diese Gewichte beziehen sich auf die Kupplungen, von welchen in Nr. 80 die Dimensionen angegeben sind.

462.

Gewichte der Zapfenlager.

Nr. des Lagers.	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schale.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.	Nr. des Lagers.	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schale.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.
	Kilg.	Kilg.	Kilg	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.
I	1·11	0·70	0·36 0·40	0·34	2·51 2·55	IX	30·62	20·40	5·30 6·90	4·85	62·17 62·77
II	1·58	1 10	0·40 0·48	0·40	3·48 3·56	X	49·25	32·40	8·28 10·10	7·90	97·83 99·65
III	2·59	1·66	0·53 0·65	0·60	5·38 5·50	XI	68·06	41·40	12·00 13·90	11·95	133·41 135·31
IV	4·44	2·86	0·85 1·09	0·93	9·08 9·32	XII	107·1	67·40	16·40 19·28	17·00	207·89 210·77
V	6·97	5·10	1·33 1·60	1·30	14·70 14·97	XIII	147·0	92·50	22·50 26·10	23·48	285·48 289·1
VI	10·40	7·50	2·00 2·43	1·82	21·72 22·15	XIV XV	171·4 225·4	107 142	30·00 39·00	27·2 34·8	335·6 441·2
VII	14·59	10·40	2·85 3·40	2·48	30·32 30·87	XVI XVII	292·6 368·5	185 231	49·80 61·80	43·8 54·6	571·2 722·9
VIII	20·12	13·90	4·00 4·64	3·30	41·32 41·96	XVIII XIX	460·5 562·1	285 354	76·00 93·00	68·2 83·0	889·7 109·2

Die Schrauben, mit welchen die Lagerplatten gegen die Fundamente geschraubt werden, sind nicht mitgerechnet. Die Gewichte beziehen sich auf die Lager, von welchen in Nr. 82 die Abmessungen angegeben sind.

463.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·177	4	0·188	5	0·198	6	0·211	7	0·224	8	0·237
3·1	0·177	4·1	0·189	5·1	0·200	6·1	0·212	7·1	0·225	8·1	0·238
3·2	0·178	4·2	0·191	5·2	0·201	6·2	0·213	7·2	0·226	8·2	0·240
3·3	0·180	4·3	0·192	5·3	0·202	6·3	0·215	7·3	0·228	8·3	0·241
3·4	0·181	4·4	0·192	5·4	0·204	6·4	0 216	7·4	0·229	8·4	0·242
3·5	0·182	4·5	0·193	5.5	0·204	6·5	0·217	7·5	0·231	8·5	0·244
3·6	0·184	4·6	0·194	5·6	0·205	6·6	0·219	7·6	0·232	8·6	0·245
3·7	0·184	4·7	0·196	5·7	0·207	6·7	0·220	7·7	0·233	8·7	0·246
3·8	0·186	4·8	0·197	5·8	0·208	6·8	0·221	7·8	0·234	8·8	0·248
3·9	0·186	4·9	0·198	5·9	0·209	6·9	0·222	7·9	0·236	8·9	0·249

464.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	0·0035	2	0·0108	3	0·0213	4	0·0348	5	0·0499	6	0·0684
1·1	0·0036	2·1	0·0120	3·1	0·0228	4·1	0·0366	5·1	0·0516	6·1	0·0696
1·2	0·0042	2·2	0·0126	3·2	0·0240	4·2	0·0384	5·2	0·0533	6·2	0·0720
1·3	0·0048	2·3	0·0132	3·3	0·0252	4·3	0·0396	5·3	0·0549	6·3	0·0744
1·4	0·0060	2·4	0·0144	3·4	0·0264	4·4	0·0408	5·4	0 0564	6·4	0·0772
1·5	0·0066	2·5	0·0156	3·5	0·0276	4·5	0·0426	5·5	0·0588	6·5	0·0785
1·6	0 0072	2·6	0·0168	3·5	0·0294	4·6	0·0438	5·6	0·0604	6·6	0·0804
1·7	0 0084	2·7	0·0180	3·7	0·0305	4·7	0·0456	5·7	0·0624	6·7	0·0828
1·8	0·0087	2·8	0·0186	3·8	0·0324	4·8	0·0468	5·8	0·0642	6·8	0·0852
1 9	0·0096	2·9	0·0204	3·9	0·0336	4·9	0·0486	5·9	0·0660	6·9	0·0876

G das Gewicht einer Rolle in Kilg.
d der Durchmesser der Welle in Centm.
b die Breite der Rolle in Centm.
R Halbmesser der Rolle in Centm.

465.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·196	4	0·213	5	0·233	6	0·254	7	0·278	8	0·300
3·1	0·197	4·1	0·216	5·1	0·236	6·1	0·257	7·1	0·280	8·1	0·302
3·2	0·198	4·2	0·217	5·2	0·237	6·2	0·260	7·2	0·283	8·2	0 305
3·3	0·201	4·3	0·220	5·3	0·240	6·3	0·261	7·3	0·285	8·3	0·308
3·4	0·202	4·4	0·221	5·4	0·243	6·4	0·264	7·4	0·287	8·4	0·309
3·5	0·205	4·5	0·224	5·5	0·244	6·5	0·265	7·5	0·289	8·5	0·312
3·6	0·207	4·6	0·225	5·6	0·247	6·6	0·268	7·6	0·291	8·6	0·315
3·7	0·208	4·7	0·226	5·7	0·248	6·7	0·271	7·7	0·293	8·7	0·317
3·8	0·209	4·8	0·229	5·8	0·251	6·8	0·273	7·8	0·296	8·8	0·320
3·9	0·212	4·9	0·230	5·9	0·252	6·9	0·276	7·9	0·298	8·9	0·321

466.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$
2	0·038	3	0·063	4	0·091	5	0·121	6	0·154	7	0·191
2·1	0·041	3·1	0·065	4·1	0·093	5·1	0·124	6·1	0·158	7·1	0·195
2·2	0·043	3·2	0·069	4·2	0·096	5·2	0·128	6·2	0·161	7·2	0·198
2·3	0·046	3·3	0·071	4·3	0·099	5·3	0·132	6·3	0·165	7·3	0·202
2·4	0·047	3·4	0·074	4·4	0·001	5·4	0·133	6·4	0·169	7·4	0·206
2·5	0·050	3·5	0·076	4·5	0·005	5·5	0·137	6·5	0·172	7·5	0·209
2·6	0·053	3·6	0·080	4·6	0·108	5·6	0·140	6·6	0·175	7·6	0·212
2·7	0·056	3·7	0·082	4·7	0·111	5·7	0·144	6·7	0·180	7·7	0·217
2·8	0·058	3·8	0·085	4·8	0·114	5·8	0·148	6·8	0·183	7·8	0·221
2·9	0·060	3 9	0·088	4·9	0·117	5·9	0·151	6·9	0·186	7·9	0·225

R Halbmesser des Rades in Centm.
β Zahnbreite des Rades in Centm.
d Durchmesser der Welle in Centm.
G Gewicht des Rades in Kilg.



Preise der Maschinen.

Die Maschinen und Apparate werden gegenwärtig von den Maschinenfabrikanten ungefähr zu folgenden Preisen verkauft.

Alle Preise sind in französischen Francs angegeben.

467.

Eisen- und Gelbguss.

(Die Modelle nicht mitgerechnet.)

Sandguß.

Stücke von 0·25 bis 0·5 Kilg. Gewicht	per 1	Kilg.	0·84	Francs
„ „ 0·5 „ 3 „ „	„ 1	„	0·63	„
„ „ 4 „ 6 „ „	„ 1	„	0·49	„
„ „ 6 „ 20 „ „	„ 1	„	0·42	„
Gewichtige, jedoch leicht zu formende Maschinentheile	„ 1	„	0·39	„
Gewöhnlicher Kastenguss	„ 1	„	0·35	„
Platten, auf d. Herd gegoss., bis 500 Klg.	„ 1	„	0·33	„
„ „ „ „ „ über 500 „	„ 1	„	0·32	„
Lehmguss, bis 50 Kilg. Gewicht . .	„ 1	„	0·51	„
Messingguss	„ 1	„	3·5	„
Kanonenmetallguss	„ 1	„	4·2	„

468.

Einzelne Bestandtheile zu Maschinen und Apparaten.

Hanfseile	per 1	Kilg.	1·14	Francs
Drahtseile	„ 1	„	1·43	„
Ketten	„ 1	„	0·70	„
Gusseiserne Röhren für Wasser- und Gasleitungen: a) mit Muffen . . .	„ 1	„	0·35	„
b) mit Flantschen. .	„ 1	„	0·56	„
Schmiedeiserne gelöthete Röhren. . .	„ 1	„	2·4	„
Schmiedeiserne geschweisste Röhren .	„ 1	„	3·0	„
Kupferne gezogene Röhren.	„ 1	„	5·2	„
Messingene gezogene Röhren	„ 1	„	5·3	„
Bleiröhren	„ 1	„	0·65	„
Gefässe aus Eisenbl. zusammengenietet	„ 1	„	1·2	„
Kupferne Pfannen	„ 1	„	4·2 bis 5·6	„

Gusseiserne Gefässe	per 1	Kilg.	0·4	Francs
Hahnen und Ventile von Messing . . .	„ 1	„	5·6	„
„ „ „ „ Gusseisen . .	„ 1	„	3·2	„
Schrauben zur Verbindung metall. Theile	„ 1	„	2·5	„
Schraubenspindeln für Pressen etc. . .	„ 1	„	3·0	„
Schmiedeis. Kurbeln, Hebel, Schubstangen	„ 1	„	2·5	„

469.

Triebwerke.

Wellen und Kupplungen:	Preis per 1 Kilg., wenn der Durchmesser der Welle ist: Centimeter				
	3 bis 6	6 bis 9	9 bis 16	16 bis 24	
1) von Schmiedeisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1·7	1·5	1·3	1·2	Fr.
2) von Schmiedeisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst. . .	1·4	1·3	1·1	1·0	„
3) von Gusseisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengep.	—	—	0·9	0·8	„
4) von Gusseisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst. . . .	—	—	0·7	0·6	„

Räder, Rollen, Lager:	Preis per 1 Kilg., wenn das Gewicht des Gegenstandes ist: Kilogrammes				
	5 bis 10	10 bis 30	30 bis 100	über 100	
Räder von Gusseisen, ganz abgedreht, ausgebohrt, ausgefeilt .	3	2	1·5	1	Fr.
Räder von Gusseisen, nur abgedreht und ausgebohrt . . .	1·5	1·4	1·2	0·9	„
Räder v. Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0·9	0·8	0·7	„
Rollen von Gusseisen, abgedreht, ausgebohrt	1·4	1·3	1·2	1	„
Rollen v. Gusseisen, nur ausgebohrt	1	0·9	0·8	0·7	„
Gusseis. Lager mit Messingschalen	1·7	1·5	1·3	1·1	„

Mauerplatten und Lagerstühle . . .	per	1 Kilg.	0·6	bis 1·2	Fr.
Messingene ausgebohrte u. abgedrehte Lagerbüchsen	„	1	„	5	„
Wellenzapfen von Gusseisen, abgedreht	„	1	„	0·6	„
Wellenzapfen von Schmiedeisen, abgedreht	„	1	„	1	„
Stahlzapfen, gehärtet, abgedreht . .	„	1	„	12	„
Schwungräder, zusammengepasst und ausgebohrt	„	1	„	0·6	„

470.

Preise der Wasserräder.

	Preis per 1 Pferdekraft Nutzeffekt.	
A. Hölzerne Räder.	Das Rad, ohne Gerinne, ohne Einlauf. Francs.	Das Rad, mit Gerinne, mit Einlauf. Francs.
Kleine hölzerne Schaufelräder, mit sorgfältigen Verbindungen	100 bis 160	130 bis 200
Grössere hölzerne Schaufelräder; Zahnkranz, Rosetten, Ringzapfen v. Gusseisen	130 „ 200	160 „ 250
Kleine hölzerne oberschlächtige Räder .	50 „ 80	70 „ 100
Grosse hölzerne oberschlächtige Räder; Zahnkranz, Rosetten, Wellbaum von Holz	260 „ 400	300 „ 450
B. Eiserne Räder.		
Schaufelräder. Die Schaufeln und der Radboden von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 320	300 „ 400
Rückschlächtige Räder. Die Zellen von Holz, alles Uebrige von Eisen . .	200 „ 330	300 „ 430
Eiserne oberschlächtige Räder mit Blechschaufeln	300 „ 500	400 „ 550
Eiserne Ponceleträder mit Blechschaufeln	260 „ 400	330 „ 500

Die Preise einzelner Theile eines eisernen Wasserrades sind:

Gusseiserne Kränze, Rosetten, Wellbäume	per	1 Kilg.	0·6	bis	0·8	Fr.
Schmiedeiserne Stangen und Schrauben .	„	1	„ 1	„	1·3	„
Blechschaufeln	„	1	„ 1·2	„	1·7	„

471.

Preise der Turbinen.

Gefälle.	Nutzeffekt der Turbine in Pferdekräften.									
	2	4	6	8	10	12	15	20	30	40
Meter										
0·50	4600	5528	6456	7384	8312	9240	10632	12496	16200	—
0·80	4471	5291	6110	6928	7746	8564	9791	11336	14280	—
1·00	4385	5121	5867	6613	7358	8002	9118	10590	13000	14000
1·50	4170	4730	5290	5850	6410	6670	7810	8586	9800	11700
2·00	4084	4630	5176	5722	6268	6814	7633	8400	9614	11496
2·50	3998	4530	5062	5594	6126	6658	7456	8216	9438	11228
3·00	3912	4430	4948	5466	5984	6502	7279	8030	9252	11080
4·00	3740	4258	4776	5294	5812	6630	7107	7802	8880	10664
5·00	3568	4058	4548	5038	5528	6018	6753	7432	8518	10248
8·00	3310	3770	4230	4690	5150	5610	6300	7002	8164	9724
10·00	3138	3580	4022	4464	4906	5348	6228	6714	7928	9308
12.00	3052	3484	3916	4348	4212	5212	6860	6570	7840	9100

Dampfmaschinen.

472.

Landmaschinen für Werkstätten und Fabriken.

Bezeichnung des Systems.	Preise der Maschinen per 1 Pferdekraft bei Maschinen von folgenden Pferdekräften:												
	2	4	6	8	10	12	16	20	30	40	50	60	100
Hochdruckmaschinen *ohne* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier	1824	1324	1157	1074	1024	990	949	924	891	874	864	857	844
Hochdruckmaschinen *mit* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier	2340	1591	1341	1200	1140	1090	1029	990	940	916	900	890	870
Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, *mit* 1 Dampfcylinder	—	—	—	—	—	1600	1413	1308	1158	1083	1038	1008	948
Woolf'sche Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, *mit* 2 Dampfcylindern	—	—	—	—	—	1915	1655	1500	1291	1187	1125	1083	1000

473.

Preise der Dampfkessel von Eisenblech.

(Ohne Garnitur.)

Pferdekraft des Kessels.	Totale Oberfläche des Kessels.	Länge des Hauptkessels.	Durchmesser des Hauptkessels.	Durchmesser der Siedröhren.	Anzahl der Siedröhren.	Für 2 Atmosph.		Für 3 Atmosph.		Für 4 Atmosph.		Für 5 Atmosph.	
						Gewicht Kilg	Preis Francs	Gewicht Kilg	Preis Francs	Gewicht Kilg	Preis Francs	Gewicht Kilg.	Preis Francs
	Quadratm.	Meter	Meter	Meter									
1	4·5	2·4	0·60	—	—	225	270	260	312	295	354	325	400
2	5·6	2·7	0·66	—	—	350	420	400	480	450	540	500	600
4	11·6	3·0	0·69	0·27	2	575	690	660	792	740	888	802	1000
6	15·9	3·6	0·75	0·33	2	925	1110	1060	1272	1195	1434	1325	1600
8	19·8	4·2	0·78	0·36	2	1340	1608	1530	1836	1725	2070	1915	2300
10	22·1	4·5	0·84	0·36	2	1750	2100	2000	2400	2250	2700	2500	3000
12	24·7	4·8	0·90	0·36	2	2100	2520	2400	2880	2700	3240	3000	3600
16	29·7	5·4	0·99	0·39	2	2450	2940	2800	3360	3150	3780	3500	4200
20	32·8	5·7	1·05	0·39	2	2915	3498	3430	4116	3850	4620	4165	5000
25	45·1	6·3	1·11	0·39	3	3100	3720	3550	4260	4000	4800	4415	5300
30	54·6	6·9	1·17	0·45	3	3500	4200	4000	4800	4500	5400	5085	6100
35	60·8	7·5	1·23	0·45	3	4235	5082	4850	5820	5500	6600	6060	7272
40	69·5	8·1	1·29	0·48	3	5000	6000	5700	6840	6450	7740	7165	8600
45	78·9	9·0	1·35	0·48	3	6000	7200	6800	8160	7540	9048	8335	10000
50	97·0	10·5	1·41	0·51	3	6900	8280	7700	9240	8600	10320	9415	11300

Arbeiten in schwerem Eisenblech v. 50 bis 250 Klg.	per	1 Klg.	1·68	Fr.
„ „ „ „ „ 250 „ 500 „	„	1 „	1·40	„
„ „ „ „ „ 500 u. mehr „	„	1 „	1·26	„
Dampfkamine von starkem Eisenblech	„	1 „	1·05	„
Vorstellplatten nebst Ofenthüren	„	1 „	0·56	„
Roststäbe, Rostunterlagen, Tragfüsse v. Gusseisen	„	1 „	0·35	„
Sicherheitsventile, Schwimmer	„	1 „	2·22	„

474.

Dampfschiffe für Flüsse und Landseen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilg. per 1 Pferdekraft	Preis per 1 Kilg. Gewicht	Preis per Pferdekraft
Die Maschine mit Treibapparat .	600	2	1200
Kessel und Kamin	300	1·2	360
Das Schiff von Eisenblech mit Ausrüstung	840	1·0	840
Maschinen, Treibapparat, Kessel, Kamine	900	1·56	1560
Maschinen, Treibapparat, Kessel, Kamin, Schiff	1740	1·38	2400

475.

Krahne von Gusseisen.

Last, welche mit d. Krahn gehoben werden kann	Gewicht des Krahnes.	Preis per 1 Kilg.	Preis des Krahnes.
Kilg.	Kilg.		
1000	1000	1·20	1200
2000	1500	1·15	1725
3000	2000	1·10	2200
4000	3000	1·05	3150
5000	4500	1·00	4500
6000	5600	0·97	5432
7000	6800	0·96	6528
8000	8000	0·94	7520
10000	9800	0·90	8820
15000	13000	0·85	11050
20000	17000	0·80	13600

476.

Werkzeuge für Maschinenfabriken.

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine.
Drehbank für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·15 Meter Spindelstockhöhe	200	1·5	300
„ 0·18 „ „	266	1·5	400
„ 0·21 „ „	300	1·5	460
„ 0·24 „ „	350	1·5	520
Drehbänke für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit Räderübersetzungen, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·27 Meter Spindelstockhöhe	714	1·4	1000
„ 0·30 „ „	860	1·4	1200
„ 0·39 „ „	1290	1·4	1800
„ 0·45 „ „	1714	1·4	2400
„ 0·60 „ „	2150	1·4	3000
„ 0·90 „ „	2570	1·4	3600
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
Länge der Bank. Höhe des Spindelstocks			
1·8 Meter 0·18 Meter	500	1·6	800
2·1 „ 0·21 „	600	1·6	940
2·4 „ 0·24 „	675	1·6	1080
2·7 „ 0·27 „	750	1·6	1200
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, zum Gewindschneiden und Selbstdrehen eingerichtet, mit Spindelstock und Räderübersetzung, Reitstock, Auflage, Support-fixe, Lunettenstock, zwei Aufspannscheiben, oberer Transmission:			

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine
Banklänge. Spindelstockhöhe.			
1·8 0·21	870	2·3	2000
2·4 0·24	1040	2·3	2400
3·0 0·27	1364	2·20	3000
3·6 0·30	1818	2·20	4000
4·2 0·39	2380	2·10	5000
4·8 0·45	3143	2·10	6600
5·4 0·51	4500	2·00	9000
6·0 0·60	6000	2·00	12000
6·6 0·75	8510	1·88	16000
7·2 0·90	10640	1·88	20000
Support-fixe mit 2 Bewegungen, Unterlage und Unterlagsschrauben:			
Länge 0·09 Meter	51	5·5	280
„ 0 12 „	64	5·0	320
„ 0·15 „	91	4·5	400
„ 0·18 „	120	4·0	480
„ 0·21 „	140	4·0	560
„ 0·24 „	183	3·5	640
„ 0·27 „	206	3·5	720
Räderschneidmaschine für Räder bis			
1·0 Meter Durchmesser	1360	2·2	3000
1·2 „ „	1630	2·2	3600
1·5 „ „	2180	2·2	4800
Räderausstossmaschine zum Ausstossen der Nuten in Rädern und Kupplungen, für Gegenstände bis 0·9 Meter Durchmesser	2320	1·55	3600
„ 1·5 „ „	3490	1·43	5000
„ 2·4 „ „	5000	1·28	6400
Schraubenschneidmaschine zu Schrauben			
von 0·03 Meter Durchmesser	560	2·5	1400
„ 0·045 „ „	1440	1·8	2600
„ 0·060 „ „	2250	1·6	3600
Vertikal-Bohrmaschine zu Löchern von			
0·09 Met. Tiefe und 0·03 Met. Durchm.	250	3·2	800
0·18 „ „ „ 0·075 „ „	444	2·7	1200
0·30 „ „ „ 0·12 „ „	666	2·4	1600

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine
Vertikal-Bohrmaschine mit Säulengestell, 1·2 Meter zwischen den Säulen, zum Ausbohren von Rädern	2320	1·55	3600
Vertikal-Bohrmaschine mit beweglichem Arm durch den Halbkreis, zum Bohren von Rädern bis 3 Meter Durchmesser	4088	1·37	5600
Kesselblech-Lochmaschine und *Scheere* für Löcher von			
0·03ᵐ Durchmesser und 0·015ᵐ Dicke	2090	1·53	3200
0·03 „ „ 0·03 „	3150	1·46	4600
Kesselblech-Biegmaschine mit Walzen von			
1·2 Meter Länge	961	2·08	2000
1·5 „ „	1444	1·80	2600
1·8 „ „	2000	1·64	3200

Metall-Hobelmaschine mit Selbstbewegung, gusseiserner Bank und Transmission.

Länge der Bank.	Länge des zu	Breite hobelnden	Höhe Stücks.	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine
1·2ᵐ	0·84	0·54	0·36	1300	1·9	2400
1·8	1·14	0·54	0·36	1450	1·8	2600
2·4	1·50	0·69	0·69	2300	1·55	3600
3·0	1·89	0·69	0·69	2700	1·51	4000
3·6	2·25	0·69	0·69	2800	1·50	4200
4·2	2·64	0·69	0·69	3050	1·47	4600
4·8	3·00	0·69	0·69	3300	1·45	4800
5·7	3·39	0·69	0·69	3500	1·43	5000
6·0	3·75	1·05	1·05	6200	1·16	7200
6·6	4·50	1·05	1·05	7500	1·07	8000
7·2	5·10	1·35	1·35	10000	1·00	10000
7·8	5·40	1·35	1·35	11500	1·00	11500
8·4	5·70	1·35	1·35	12000	1·00	12000
9·0	6·00	1·50	1·50	14000	1·00	14000

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine
Kleine Bank-Hobelmaschine zum Hobeln von Gegenständen von			
0·18ᵐ Länge, 0·18ᵐ Breite, 0·15ᵐ Höhe	281	3·2	900
0·24 „ 0·24 „ 0·18 „	430	2·8	1200
0·30 „ 0·30 „ 0·21 „	600	2·5	1500



477.

Maschinen zur Eisenfabrikation.

	Preis per 1 Kilg.
Cylindergebläse, ausgebohrt, mit Kolben, Kolbenstangen, Geradführung und Ventilen	1·2
Ventilator für Kuppelöfen ohne Transmission 500 Fr.	
Fundationsplatten für Walzwerke	0·3
Schwungräder, Walzengestelle, nicht gedrehte gusseiserne Axen	0·42
Zahnräder, nicht ausgebohrt, jedoch aufgekeilt	0·50
Ausgedrehte Getriebe	0·60
Gusseiserne Axen mit gedrehten Hülsen und ausgebohrten Kupplungen	0·56
Unausgebohrte Kupplungen	0·42
Abgedrehte Blechwalzen	0·60
" Kaliberwalzen für Grobeisen	0·80
" " " Kleineisen	1·20
" harte Glättwalzen für Bandeisen	4·00
Geschmiedete und geschnittene Druckschrauben für Walzenständer	3·00
Messingene Muttern dazu	4·8
Schmiedeiserne Traversen, grosse Schrauben	1·0
Kleine schmiedeiserne Schrauben	1·2
Messingene Lager in die Walzenständer	4·8

478.

Maschinen für Baumwollspinnerei.

Wolf		800
Batteur éplucheur (Schlagmaschine)		1600
Wickelmaschine (Batteur étaleur)		3200
Carde mit 18 Deckeln und 2 Reihen Lieferungscylinder		1200
" " 18 " " 1 Reihe "		1100
Vereinigungsmaschine zu den Carden		600
Wattmaschine zu den Auscarden		700
Deckelschleifmaschine		600
Cardenschleifmaschine		300
Streckwerk mit 6 Köpfen per Kopf	220	1328
" " 10 " à 5 Cylinder " "	240	2400
" " 14 " " 5 " " "	205	2880

Maschine	Spindeln	per 1 Spindel	Preis
Vereinigungsmaschine zu den Streckwerken			500
Grob-Spulmaschine mit	32 Spindeln	per 1 Spindel 90	2900
„ „ „	36 „	„ 1 „ 83	3000
„ „ „	40 „	„ 1 „ 77	3100
„ „ „	44 „	„ 1 „ 72	3200
Fein-Spulmaschine „	64 „	„ 1 „ 48	3100
„ „ „	72 „	„ 1 „ 45	3300
„ „ „	80 „	„ 1 „ 43	3500
„ „ „	88 „	„ 1 „ 42	3700
„ „ „	96 „	„ 1 „ 40	4000
„ „ „	120 „	„ 1 „ 38	4560
Spinnstuhl (Mule-, Jenny-) à	360 Spind.	„ 1 „ 10	3600
Pack- und Garnpresse für 5 bis 10 Pfund-Bündel . .			540
Eine Spindel für Spinnstühle			2·66
„ „ „ Spulmaschine			3·50
Throstle-Spinnstuhl à	234 Spindeln	per 1 Spindel 15 .	3510
Röhrenmaschine (Rota frotteur, Tubemaschine) . . .			225

479.

Maschinen für mechanische Weberei.

Maschine	Preis
Spulmaschine mit 100 Spindeln	900
„ „ 144 „	1100
Zettelmaschine zu 400 Spulen für 36″ Waare	500
„ „ 500 „ „ 46″ „	600
Schlichtmaschine, schottisches System, für 36″ Waare	1800
„ „ „ „ 46″ „	2000
Webstuhl, Robert's System für glatte Waare	300
„ „ „ „ façonnirte Waare . .	380
Ein Schiffchen von Buchs mit Stahlspitzen	4
Webstuhl für Sammet 34″	400
„ „ façonnirten Sammet	450
„ „ breiten Sammet 48″	540

480.

Preise von Spinnfabriken per 1 Mule-Spindel.

Benennung der *Gegenstände.*	Mittlere Garn-Nummern, welche die Fabrik spinnt.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Preise der sämmtlichen Spinnmaschinen per eine Mule-Spindel . .	66	30	21	18	15	13	12	12	11
Transmission per 1 Mule-Spindel . .	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Kraftmaschin. und Wasserbau oder Dampfmaschine	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Die Gebäude . . .	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Preis der vollständig eingerichteten Fabrik per 1 Mule-Spindel	89	53	44	41	38	36	35	35	34

481.

Preise der Maschinen zur Papierfabrikation.

	Francs
Eine complete Maschine zur Verfertigung des endlosen Papieres mit Trockenmaschine, Heisspresse, Knotensieb, Saugapparat und Schneidapparat, um das Papier der Länge nach zu zerschneiden	27600
Ein vollständiger Holländer mit eiserner Schale und mit Garnitur	3000
Eine vollständige Satinir-Presse	7600
Eine Zeugbütte mit Rührwerk	2100
Eine Pumpe für 8 Holländer	1560



482.

Gaswerke für Städtebeleuchtungen.

Kosten für 1 Brenner in französischen Francs.

Gebäude ohne Gasbehälter und ohne Retorten	8
Canalisation der Stadt	25·4
Zweigleitungen	3·2
Gasbehälter	11·4
Retortenöfen	6·4
Condensator	1·8
Waschapparate	0·4
Kalkreiniger	1·8
Gasuhr	0·7
Regulator	0·2
Röhren in der Fabrik	0·7
Kosten eines Gaswerkes ohne Candelaber per 1 Brenner	60

Figuren-Tafeln

zu den

RESULTATEN

für den

MASCHINENBAU

von

F. REDTENBACHER

Professor

dritte erweiterte Auflage.

Mannheim

Verlag von Friedrich Bassermann

1856.



Figuren-Tafeln

zu den

RESULTATEN

für den

MASCHINENBAU

von

F. REDTENBACHER

Professor

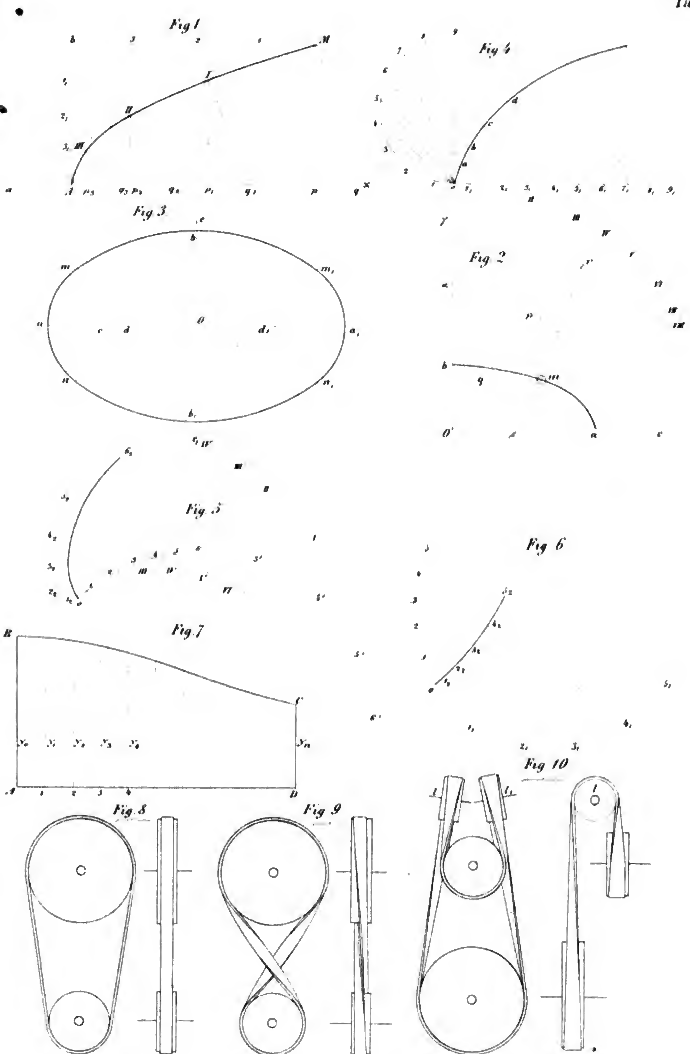
dritte erweiterte Auflage.

Mannheim

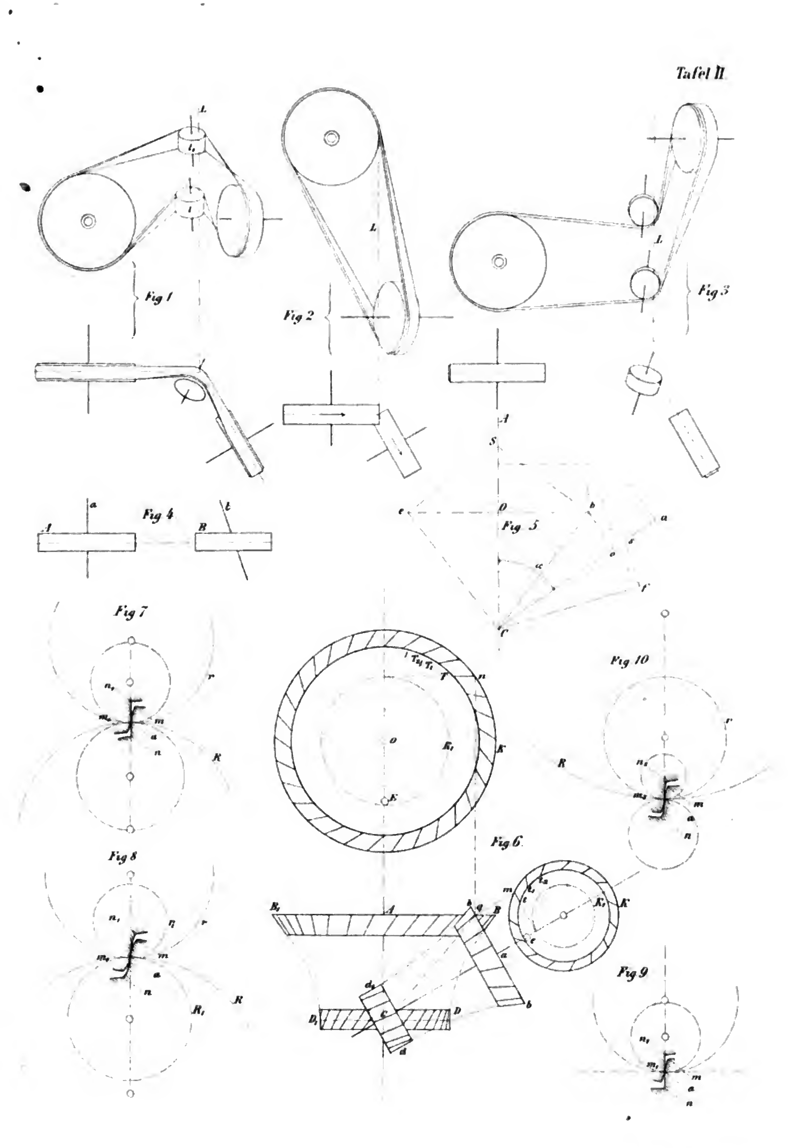
Verlag von Friedrich Bassermann

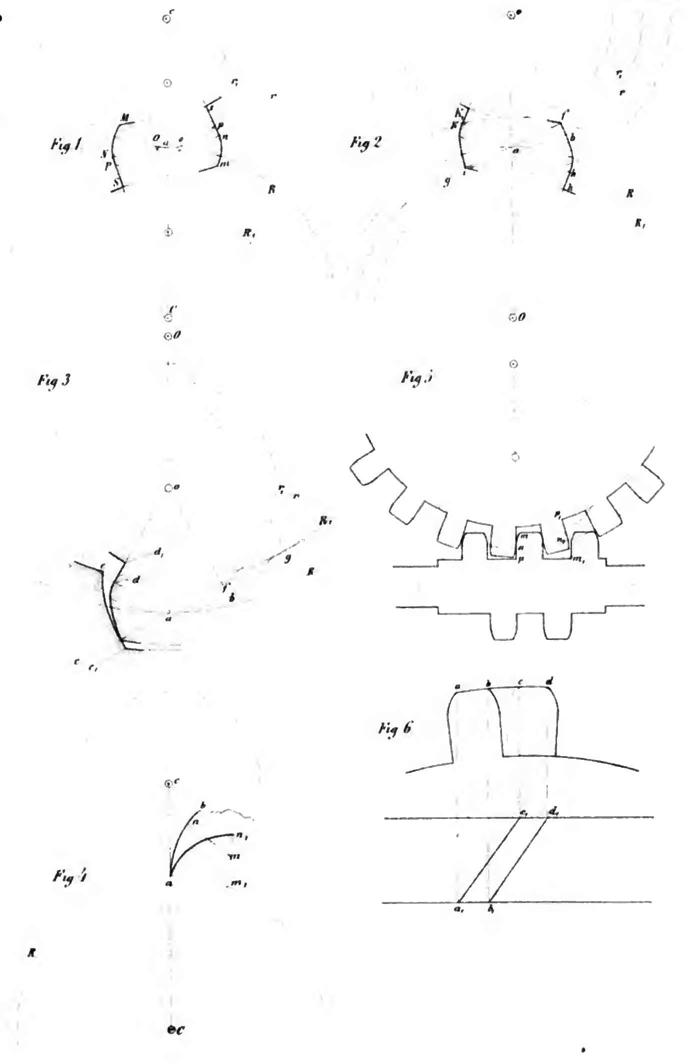
1856.

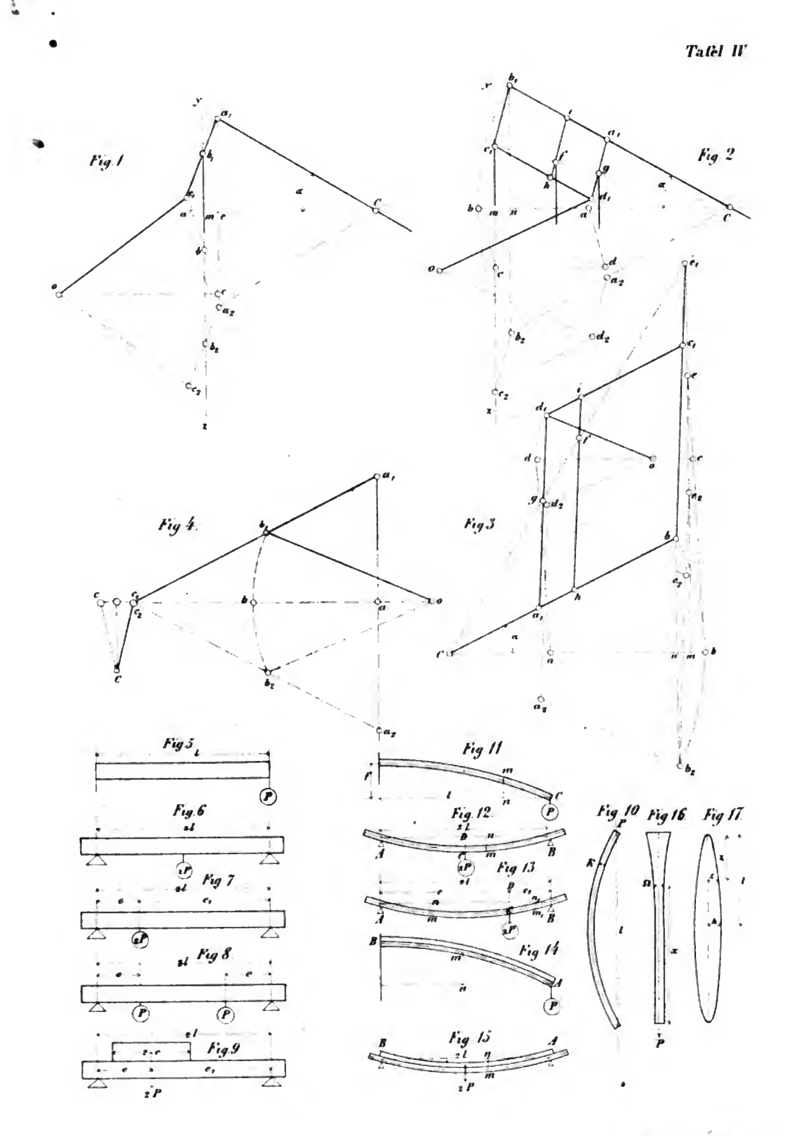
Tafel I



Tafel II.




Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 5
Fig 6
Fig 4


Fig. 1
Fig. 2
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 5
Fig. 6
Fig. 7
Fig. 8
Fig. 9
Fig. 10
Fig. 11
Fig. 12
Fig. 13
Fig. 14
Fig. 15
Fig. 16
Fig. 17

1. $E = \frac{1}{6} b h^2$

2. $E = \frac{1}{6} h^3$

3. $E = \frac{\pi}{32} d^3$

4. $E = \frac{\pi}{32} b h^2$

5. $z = \frac{1}{3} h$

   $E = \frac{81}{972} b h^2$

6. $z = \frac{2}{3} h$

   $E = \frac{81}{1944} b h^2$

7. $E = \frac{\pi}{32} \frac{d^4 - d_1^4}{d}$

8. $E = \frac{\pi}{32} \frac{b h^3 - b_1 h_1^3}{h}$

9. $E = \frac{1}{6} \frac{b}{h} (h^3 - h_1^3)$

10. $E = \frac{1}{6h} \left\{ b_1 h_1^3 + b (h^3 - h_1^3) \right\}$

11. $E = \frac{1}{6h} \left\{ b_1 h_1^3 + b (h^3 - h_1^3) \right\}$

12. $E = \frac{1}{6h} \left\{ b_2 h_2^3 + b_1 (h_1^3 - h_2^3) + b (h^3 - h_1^3) \right\}$

13. $E = \frac{1}{6h} \left\{ h_1^4 + (h^3 - h_1^3) h_1 + (h - h_1) h_1^3 \right\}$

14. $E = \frac{1}{6h} \left\{ 0{,}589\, d^4 + (h^3 - d^3) b + (h - d) b^3 \right\}$

15. $E = \frac{1}{6h} \left\{ b (h^3 - h_1^3) + b_1 (h_1^3 - h_2^3) \right\}$

16. $z = \frac{1}{2} \frac{b h^2 + b_1 h_1^2 + 2 b_1 h h_1}{b h + b_1 h_1}$

    $E = \frac{1}{3z} \left\{ b \left[z^3 - (z - h)^3 \right] + b_1 \left[(z - h)^3 + (h + h_1 - z)^3 \right] \right\}$

17. $z = \frac{1}{2} \frac{b h^2 + b_1 h_1^2 + 2 b h h_1}{b h + b_1 h_1}$

    $E = \frac{1}{3z} \left\{ b \left[(h + h_1 - z)^3 - (h_1 - z)^3 \right] + b_1 \left[z^3 + (h_1 - z)^3 \right] \right\}$

18. $z = \frac{1}{2} \frac{b h^2 + b_1 h_1^2 + b_2 h_2^2 + 2 \left[b_1 h h_1 + b_2 h_2 (h + h_1) \right]}{b h + b_1 h_1 + b_2 h_2}$

    $E = \frac{1}{3z} \left\{ \begin{array}{l} b \left[z^3 - (z - h)^3 \right] + b_1 \left[(z - h)^3 + (h + h_1 - z)^3 \right] \\ + b_2 \left[(h + h_1 + h_2 - z)^3 - (h + h_1 - z)^3 \right] \end{array} \right\}$

Tafel VI

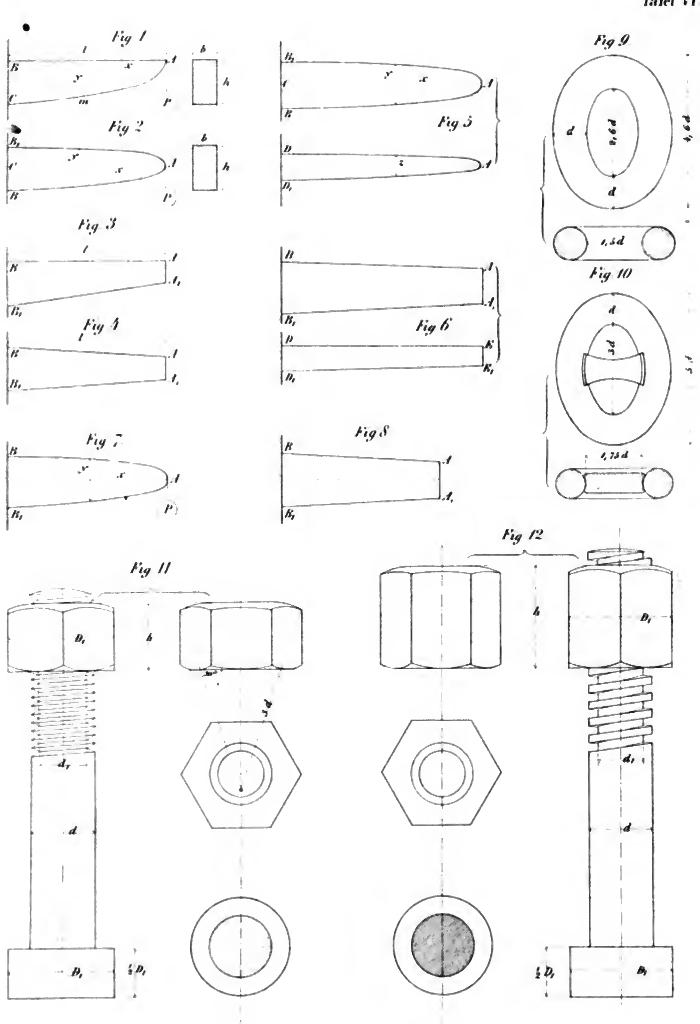
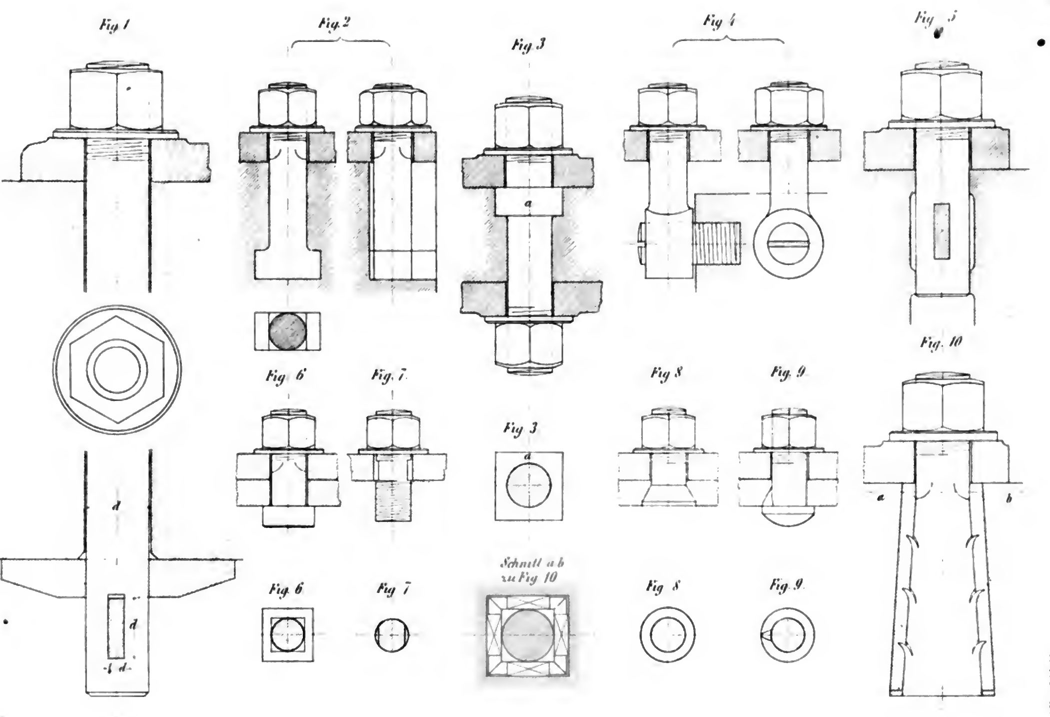
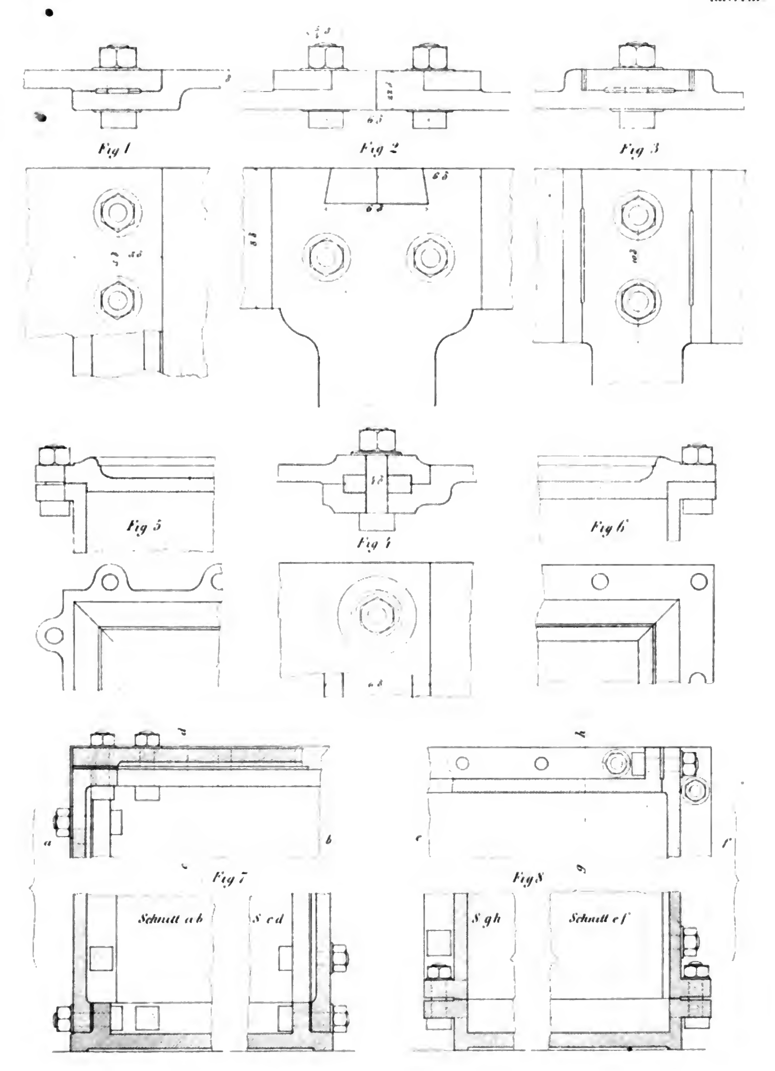
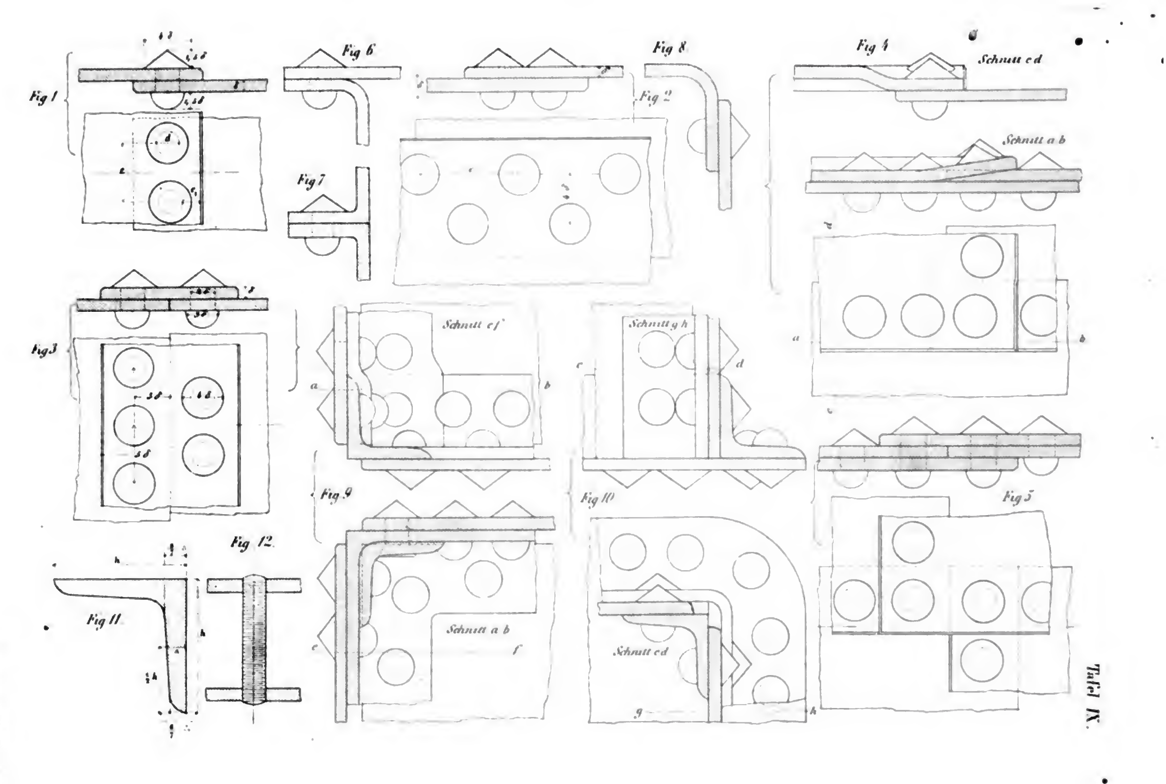


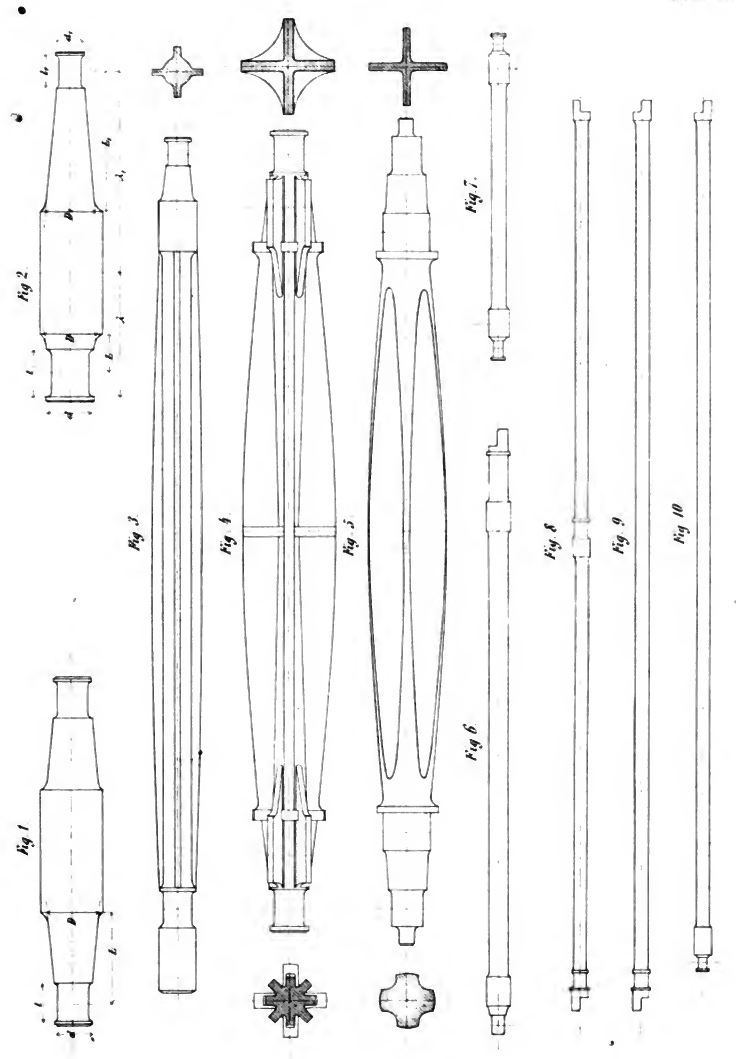
Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 4
Fig 5
Fig 6
Fig 7
Fig 8
Fig 9
Fig 10
Fig 11
Fig 12

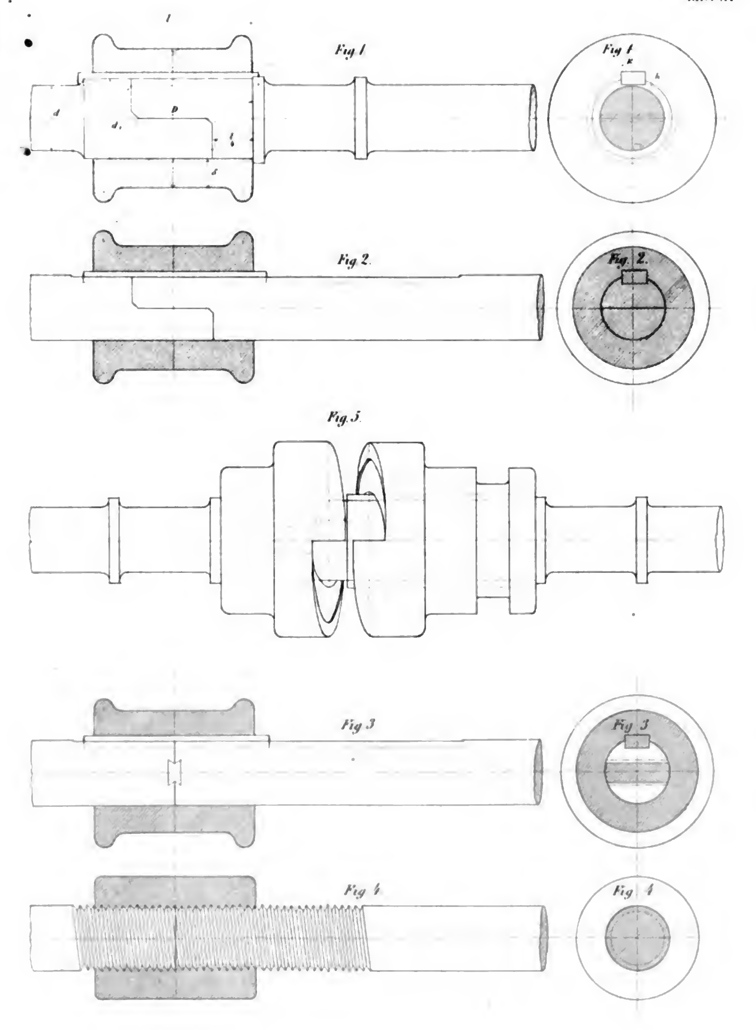

Fig. 1
Fig. 2
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 5
Fig. 6
Fig. 7
Fig. 3
Fig. 8
Fig. 9
Fig. 10
Fig. 6
Fig. 7
Schnitt a b zu Fig. 10
Fig. 8
Fig. 9
a
b
d

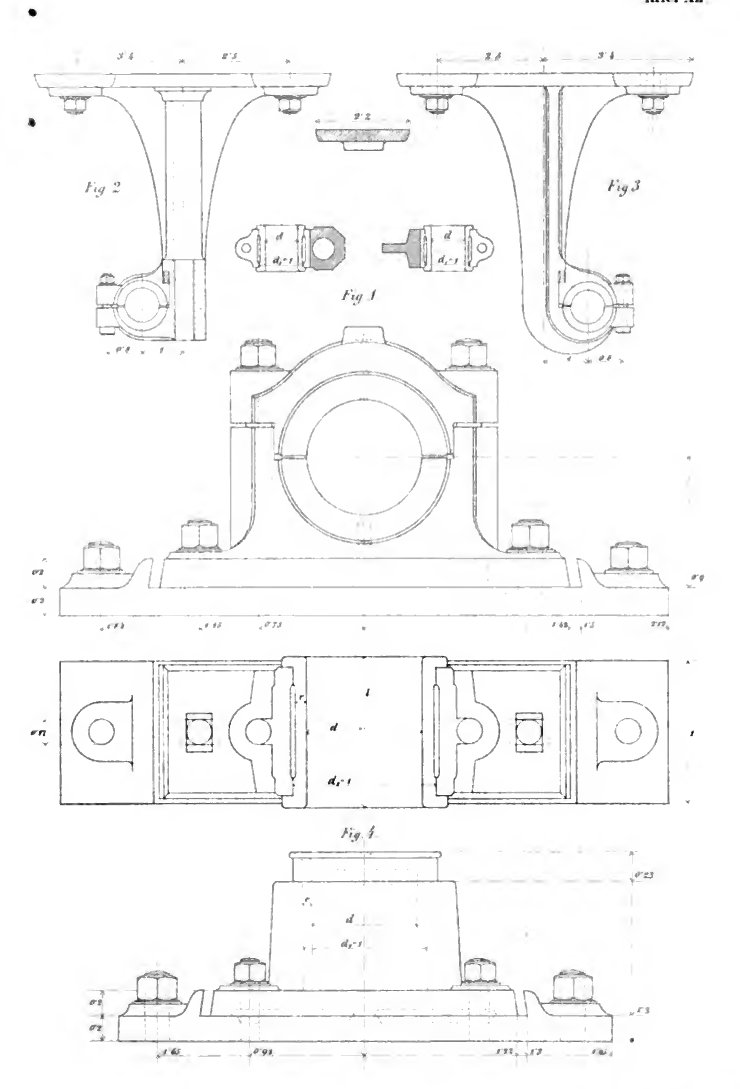

Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 5
Fig 4
Fig 6
Fig 7
Fig 8
Schnitt a b
S c d
S g h
Schnitt e f


Fig 1
Fig 6
Fig 8
Fig 4
Schnitt c d
Fig 2
Fig 7
Schnitt a b
Fig 3
Schnitt e f
Schnitt g h
Fig 9
Fig 10
Fig 5
Fig 12
Fig 11
Schnitt a b
Schnitt c d

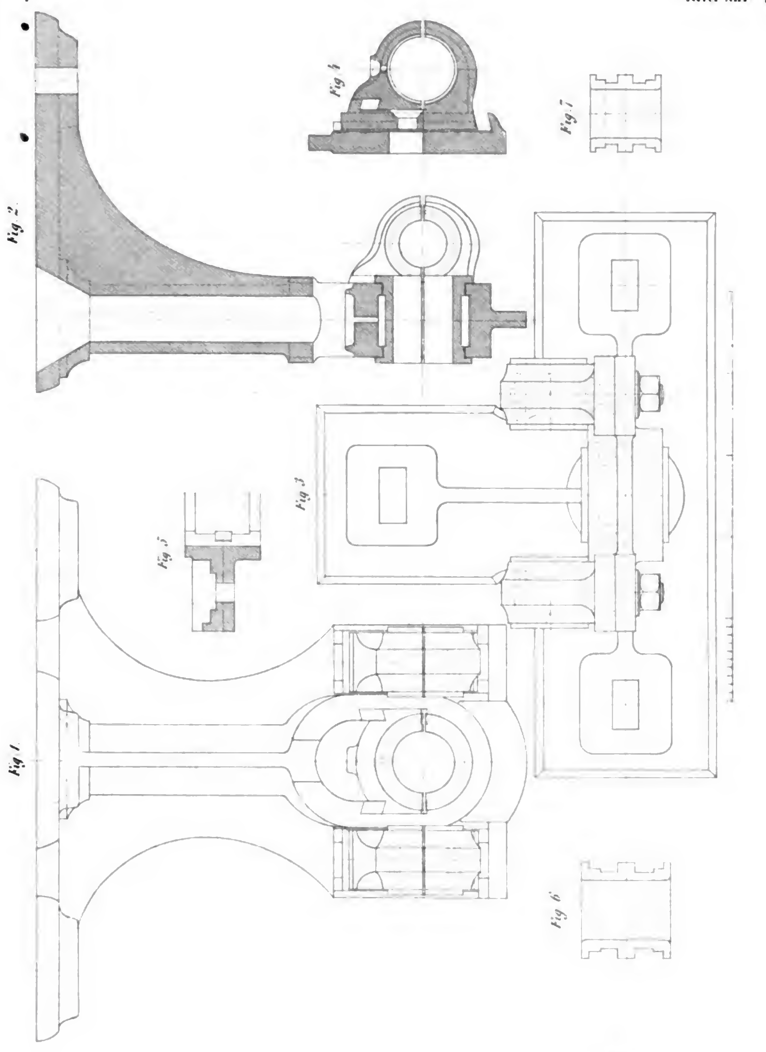
Tafel X

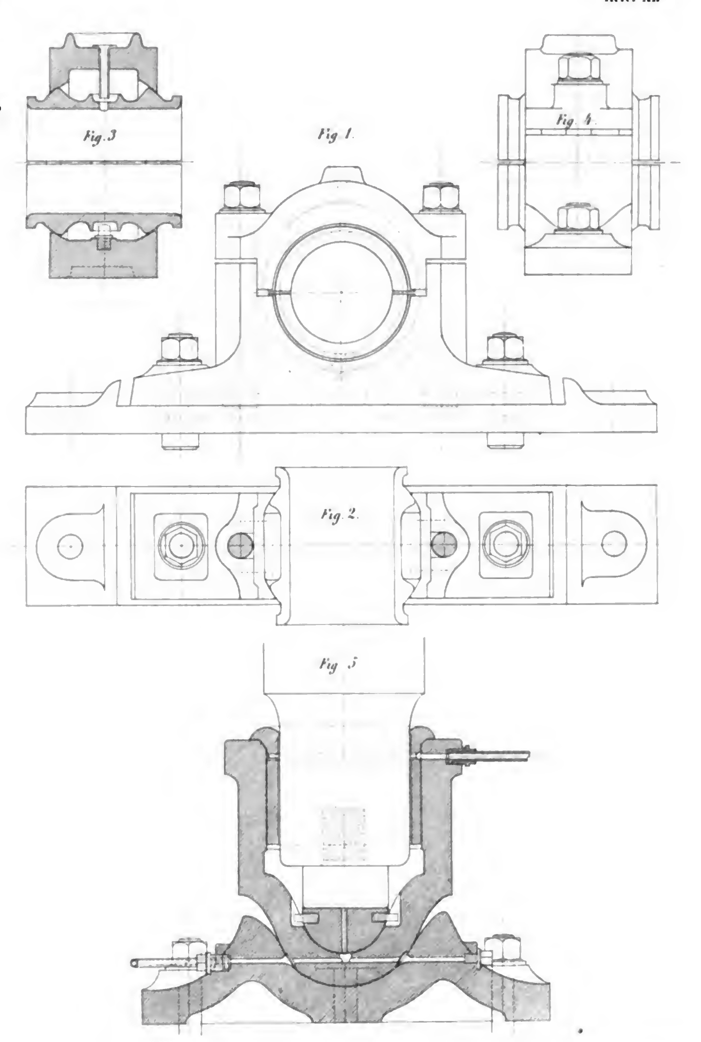


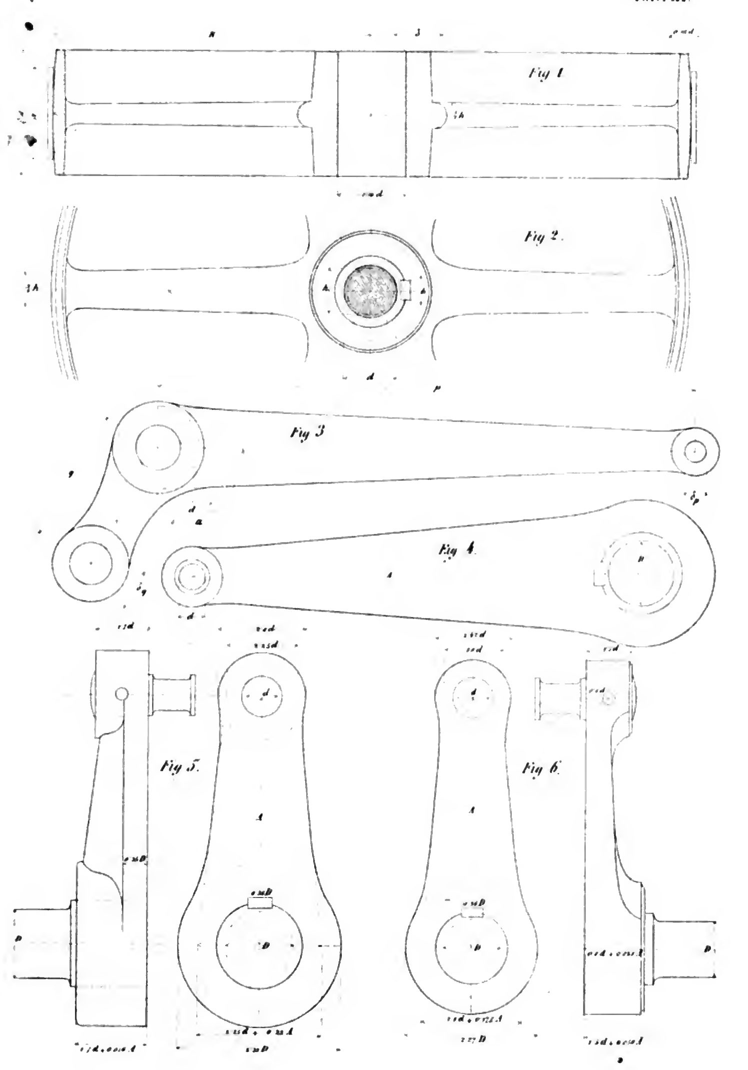

Fig. 1.
Fig. 1
Fig. 2.
Fig. 2.
Fig. 5.
Fig. 3
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 4


Fig 2
Fig 3
Fig 1
Fig 4

Tafel XIII




Fig. 3
Fig. 1.
Fig. 4.
Fig. 2.
Fig. 5


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.

Tafel XVI

Fig 1

Fig 2

Fig 3

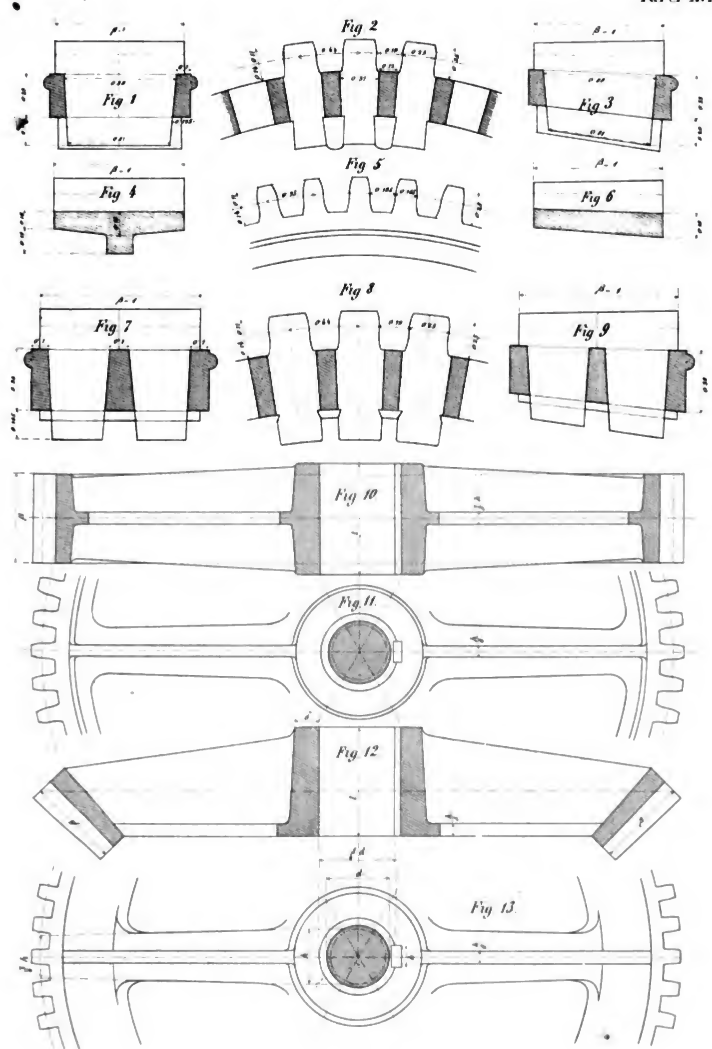
Fig 4

Fig 5

Fig 6

Fig 7

Fig 8


Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 4
Fig 5
Fig 6
Fig 7
Fig 8
Fig 9
Fig 10
Fig. 11.
Fig 12
Fig 13

Tafel XVIII.

Fig 2

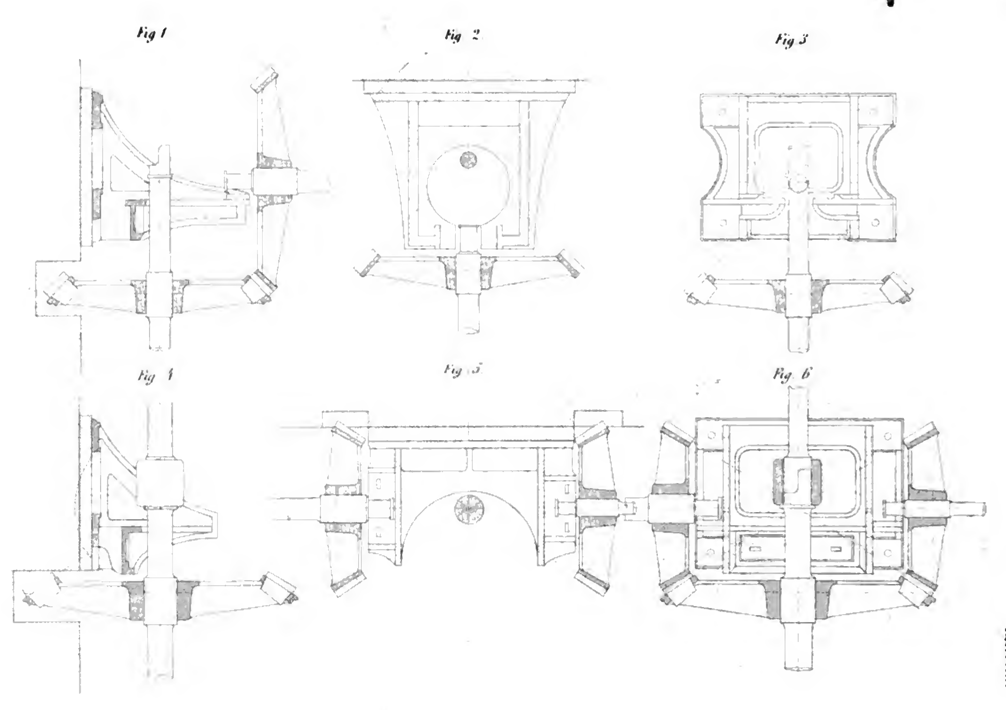
Fig 5

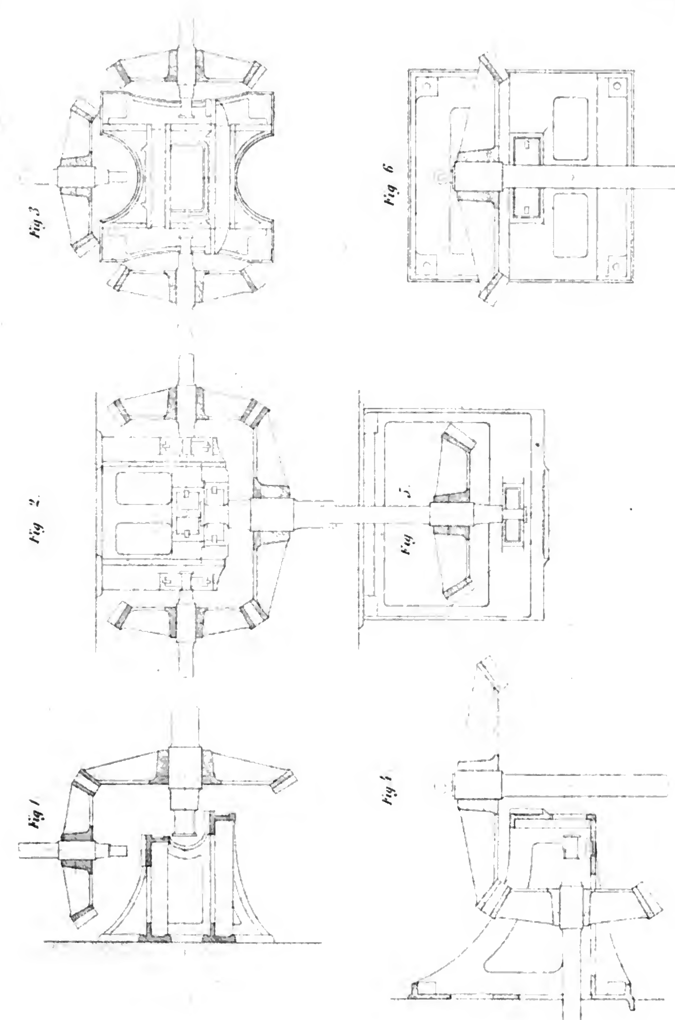
Fig 4

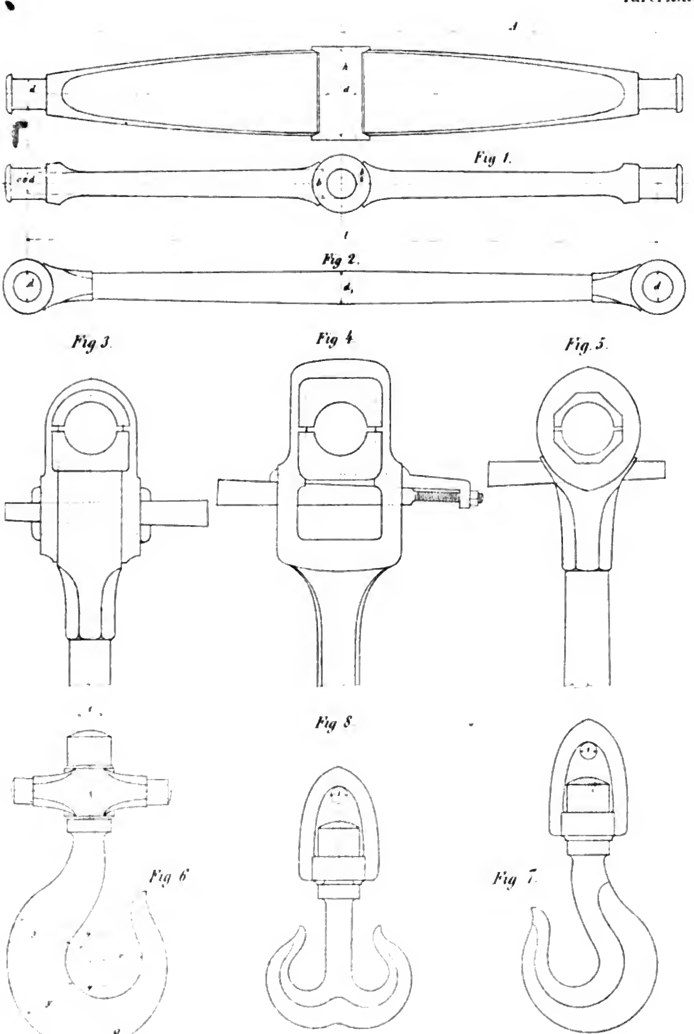
Fig 3

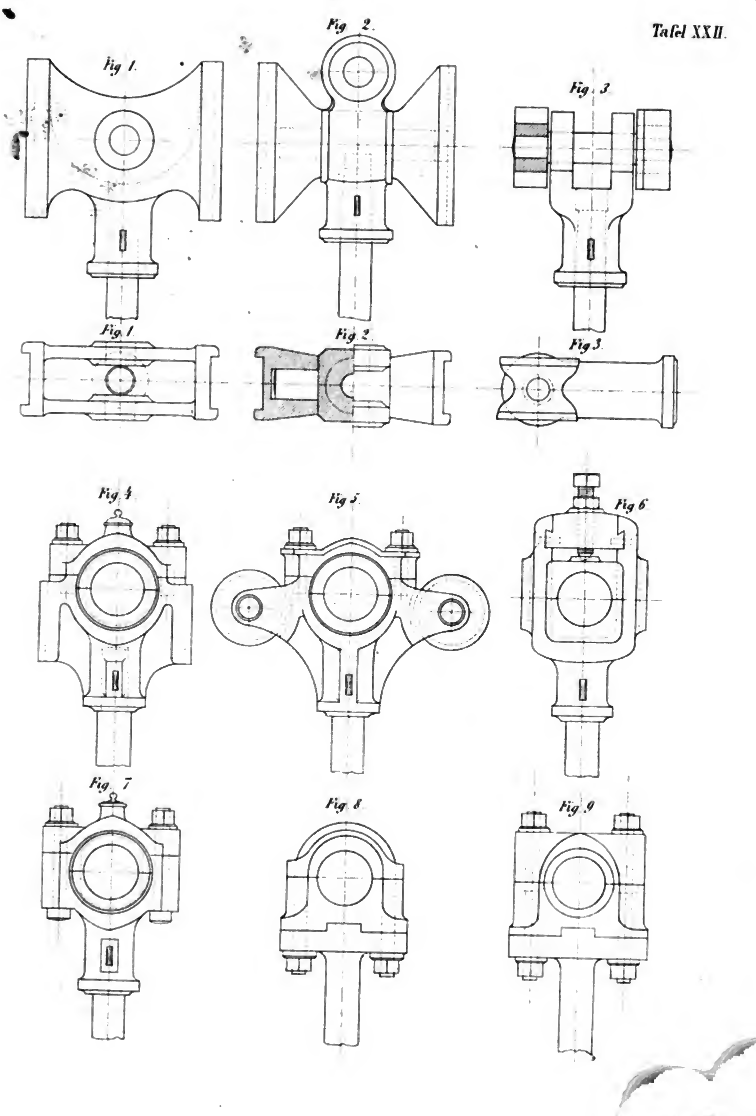
Fig 1

Tafel XIX

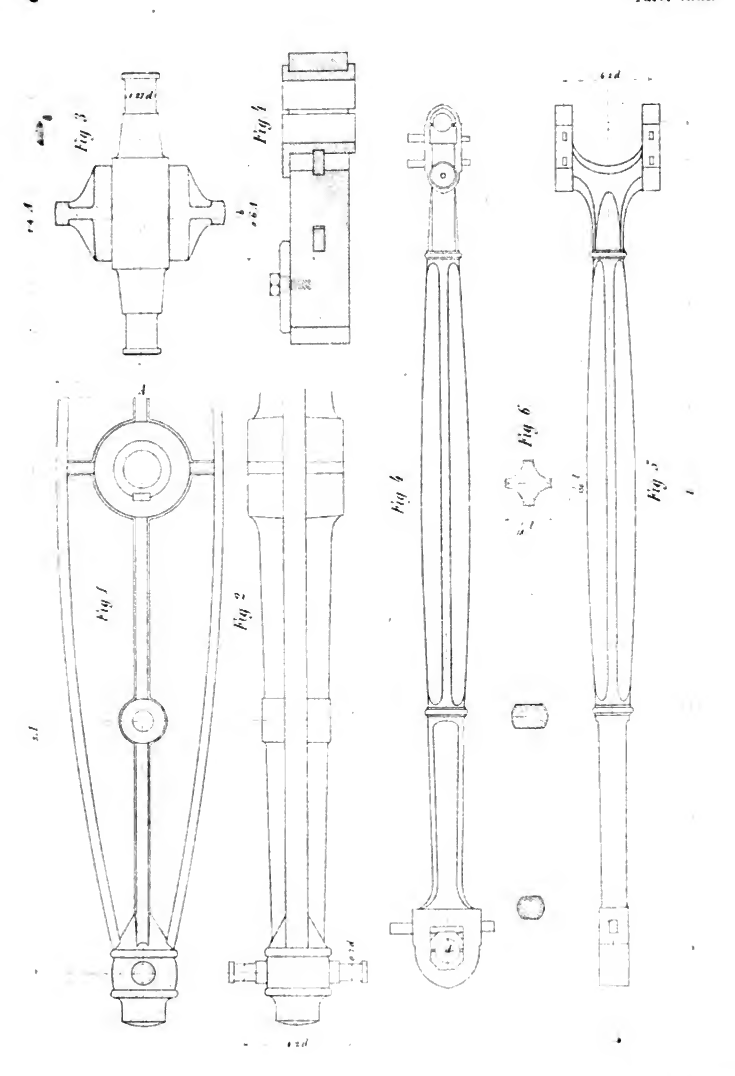


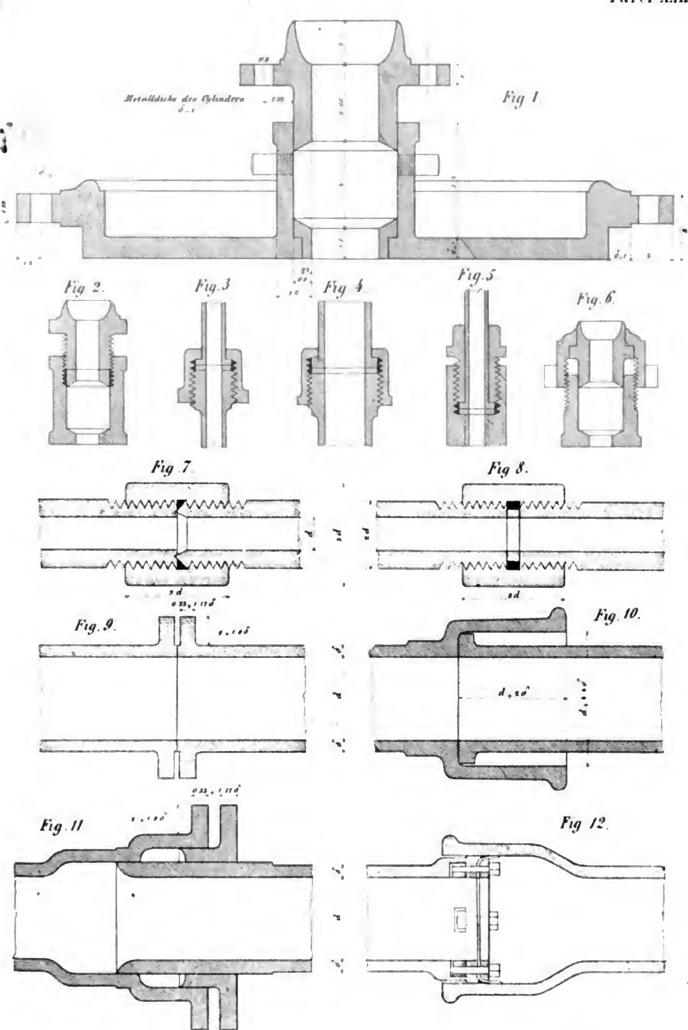

Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 5
Fig 6

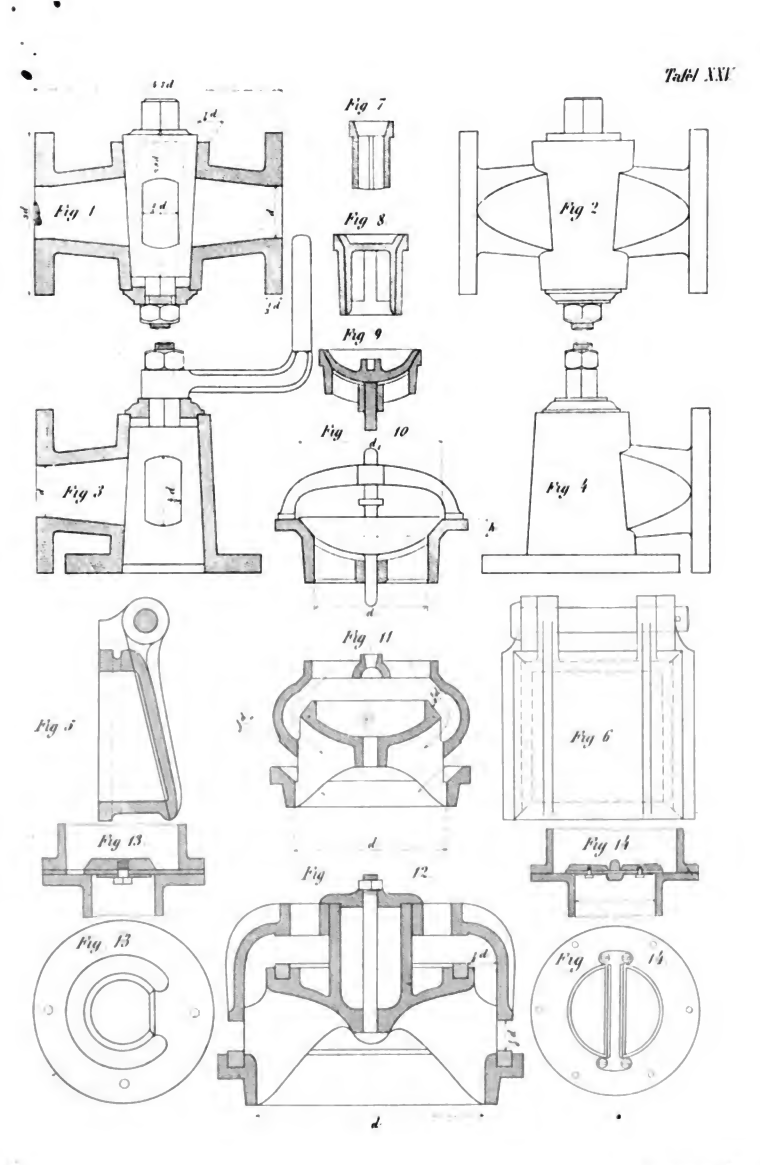

Fig 1.
Fig 2.
Fig 3.
Fig 4
Fig. 5.
Fig 8
Fig 6
Fig 7


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.
Fig. 7.
Fig. 8.
Fig. 9.

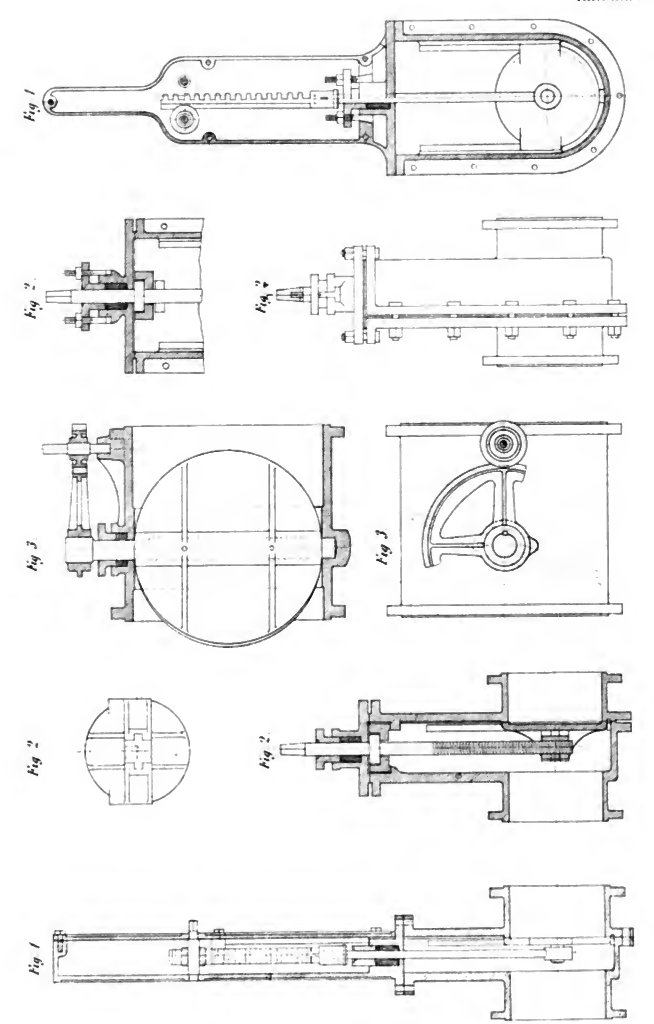
Tafel XXIII



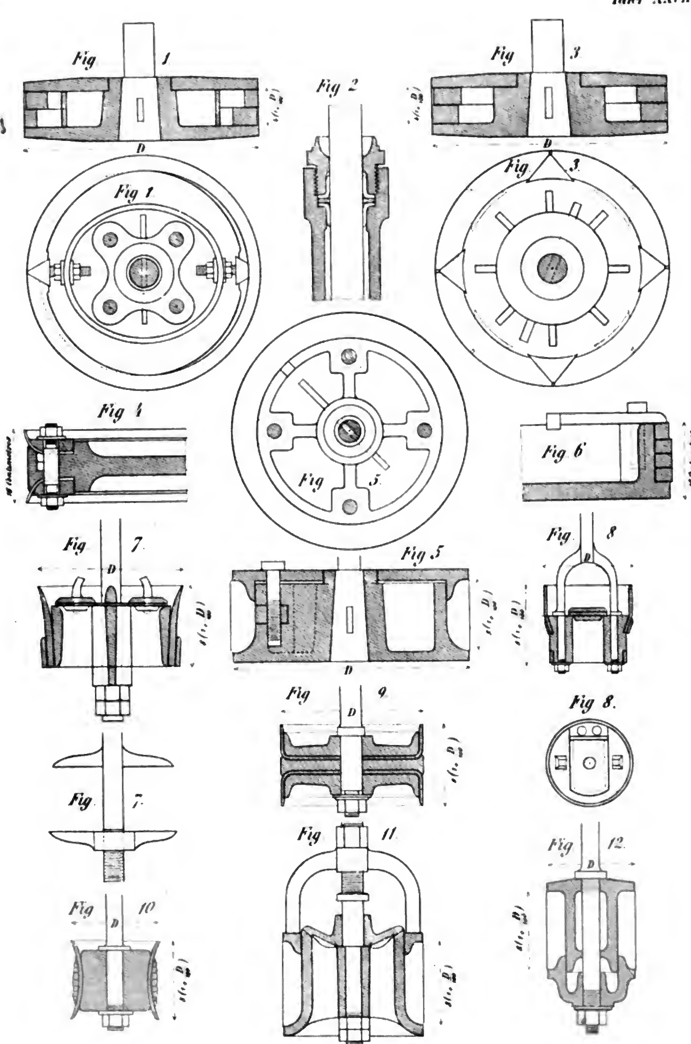

Fig. 1.
Metalldicke des Cylinders
Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 5.
Fig. 6.
Fig. 7.
Fig. 8.
Fig. 9.
Fig. 10.
Fig. 11.
Fig. 12.

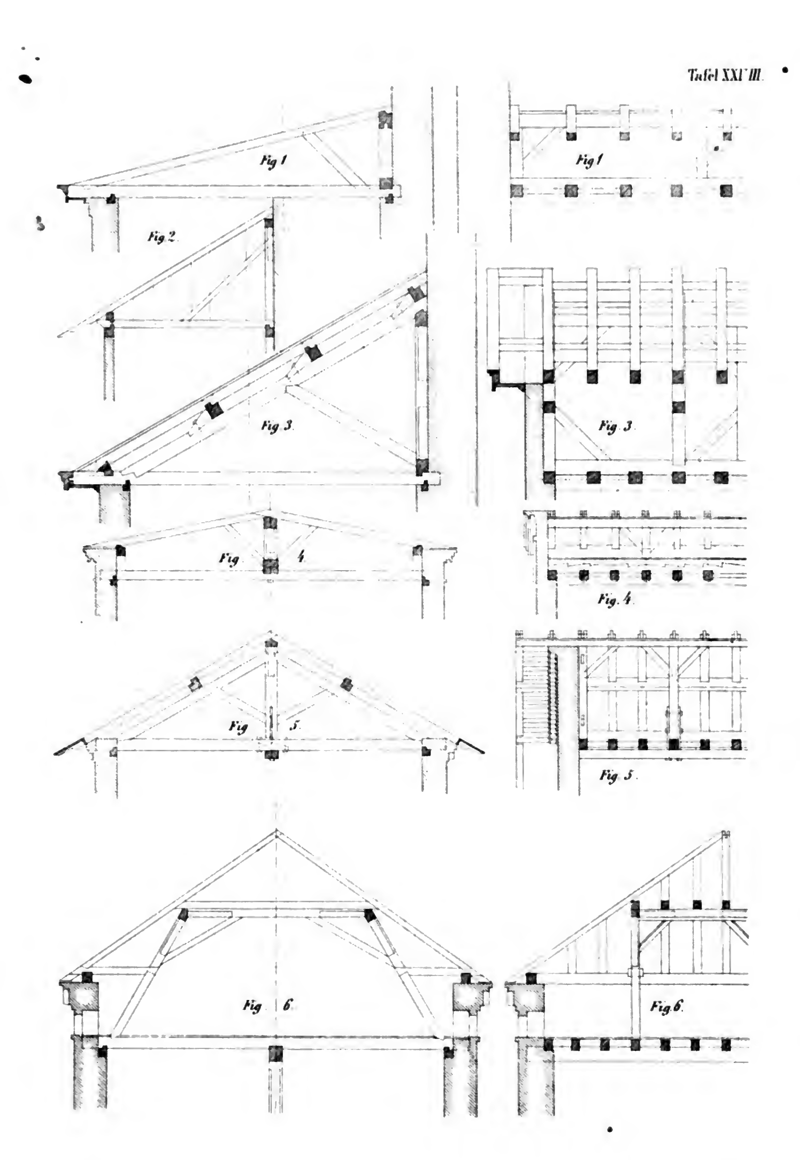

Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 4
Fig 5
Fig 6
Fig 7
Fig 8
Fig 9
Fig 10
Fig 11
Fig 12
Fig 13
Fig 13
Fig 14
Fig 14
d
d
d

Tafel XXVI

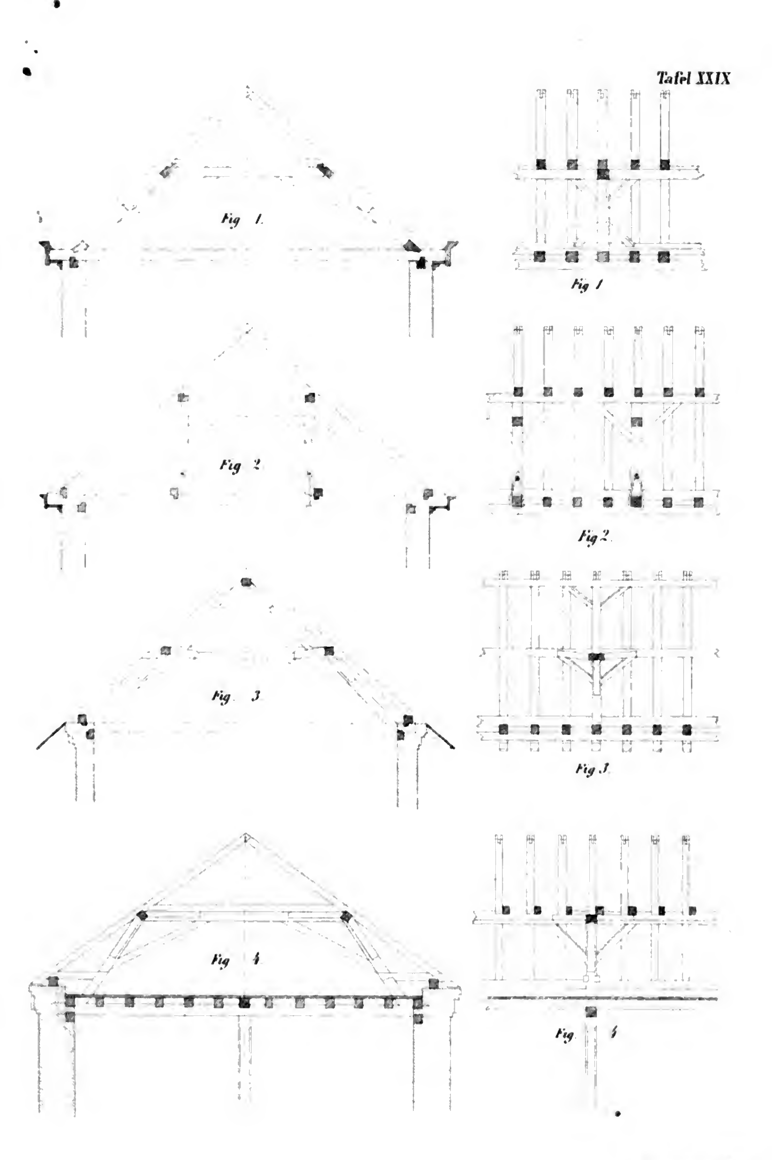


Tafel XXVII.


Fig 1
Fig 2
Fig 3
D
Fig 1
Fig 3
Fig 4
Fig 6
Fig 5
Fig 7
D
Fig 5
D
Fig 8
D
Fig 9
D
Fig 8.
Fig 7
Fig 11
Fig 12
D
Fig 10
D
D


Fig 1
Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 3
Fig 4
Fig 4
Fig 5
Fig 5
Fig 6
Fig 6

Tafel XXIX



Tafel XXX.

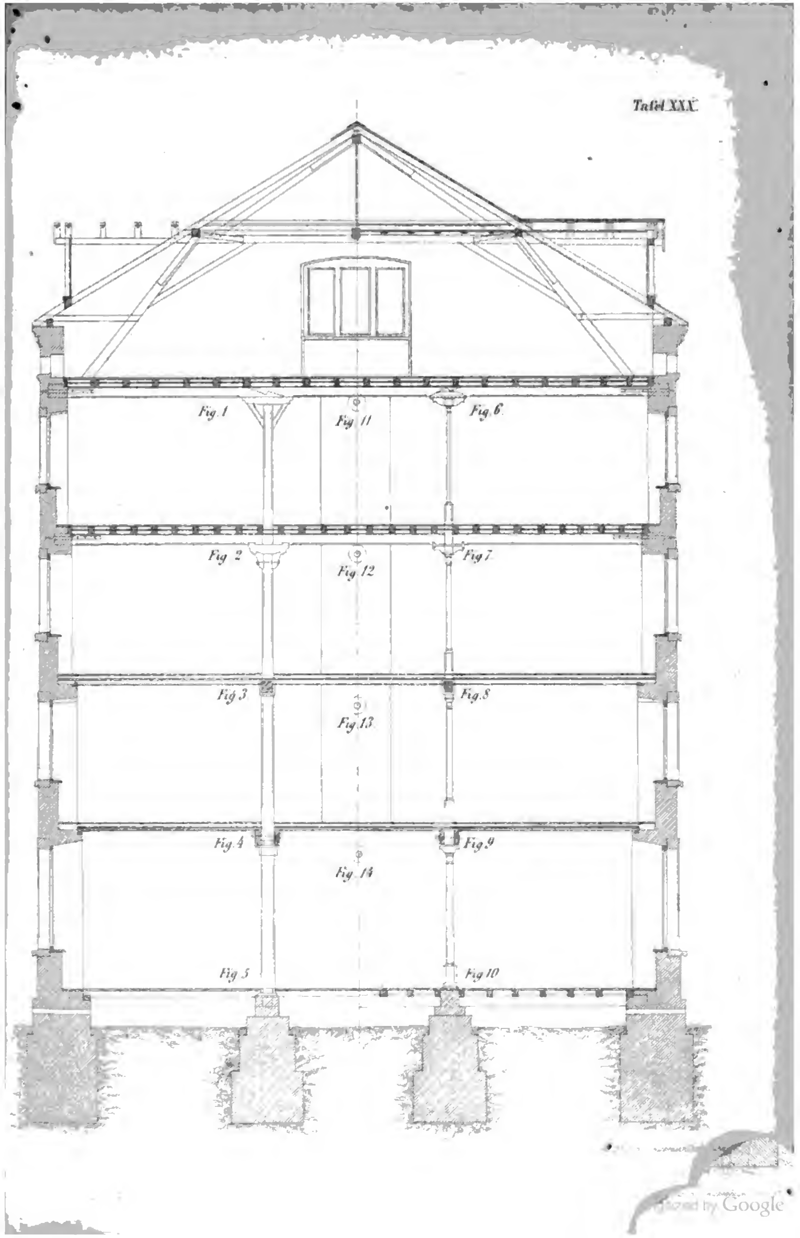
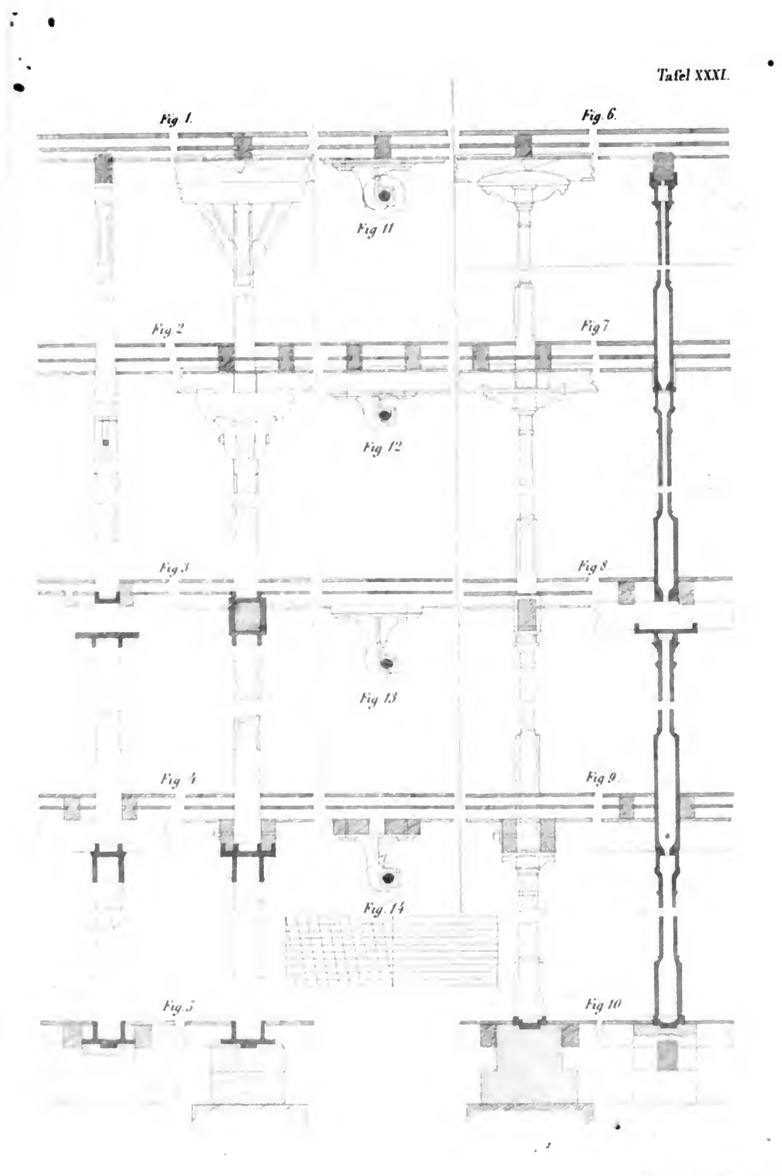
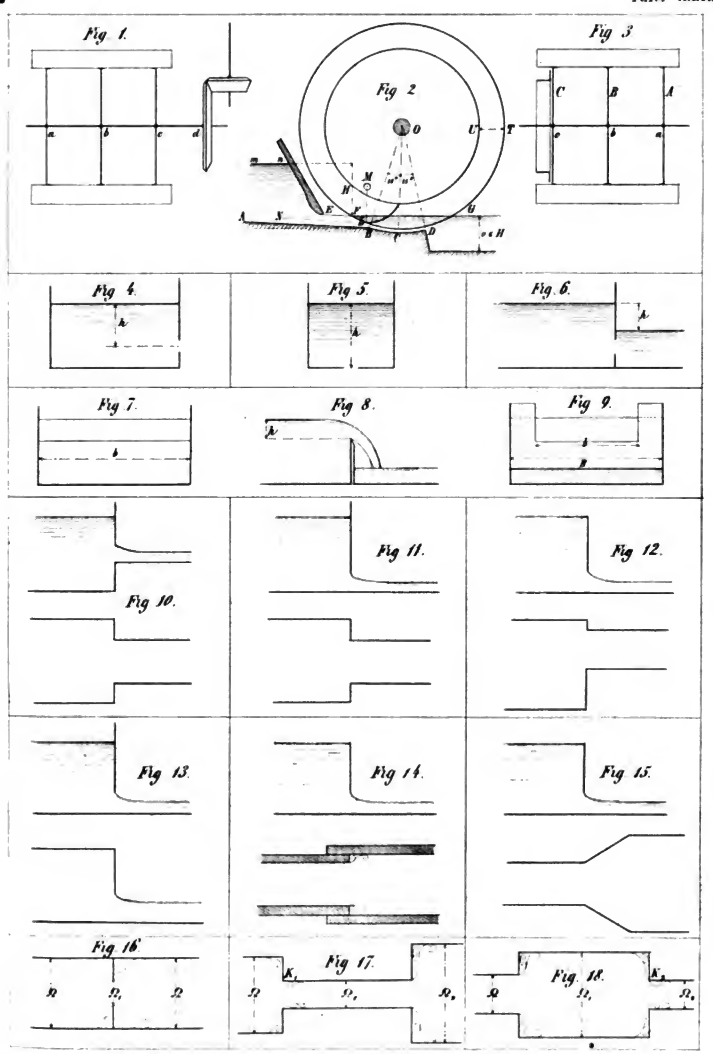
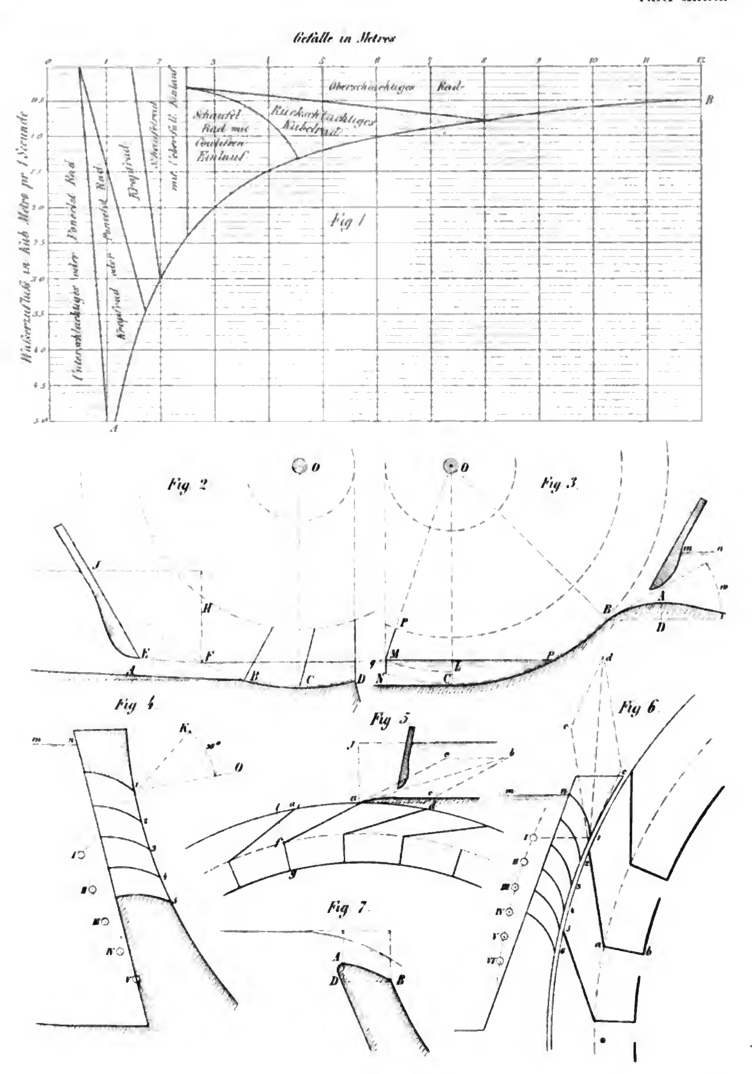
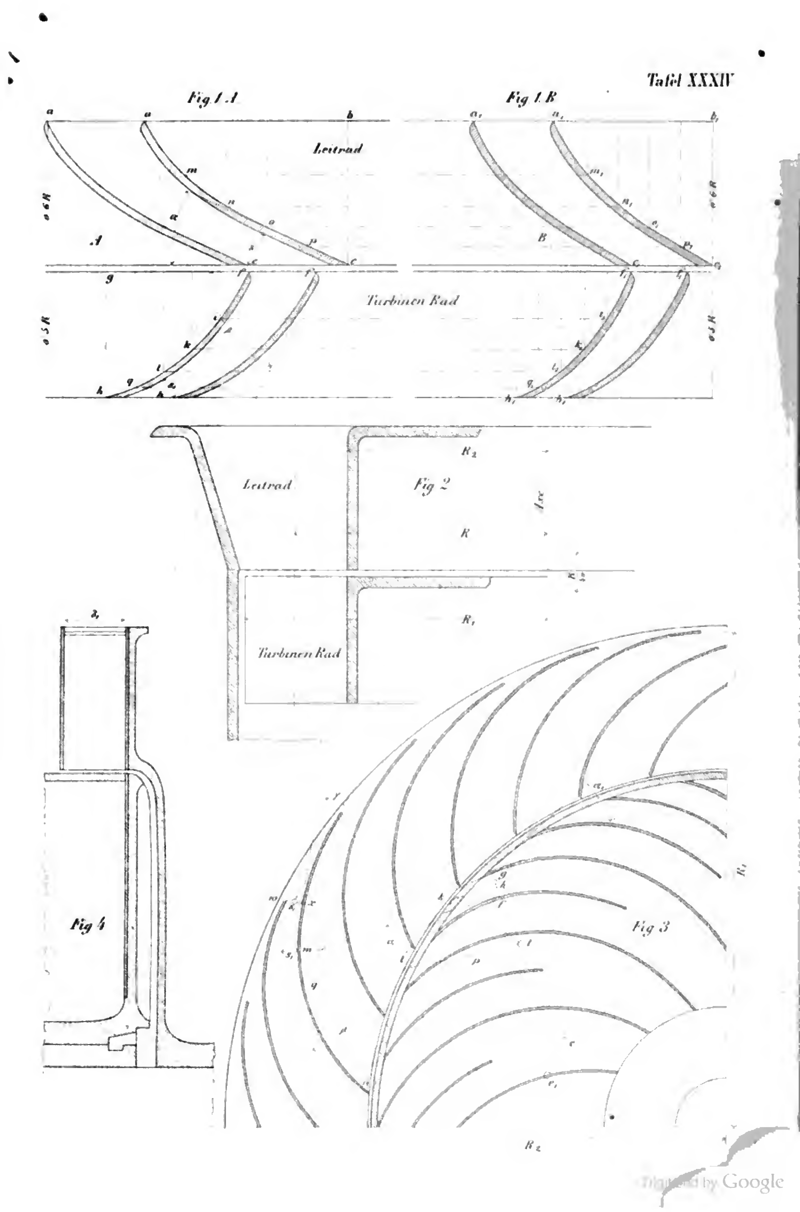


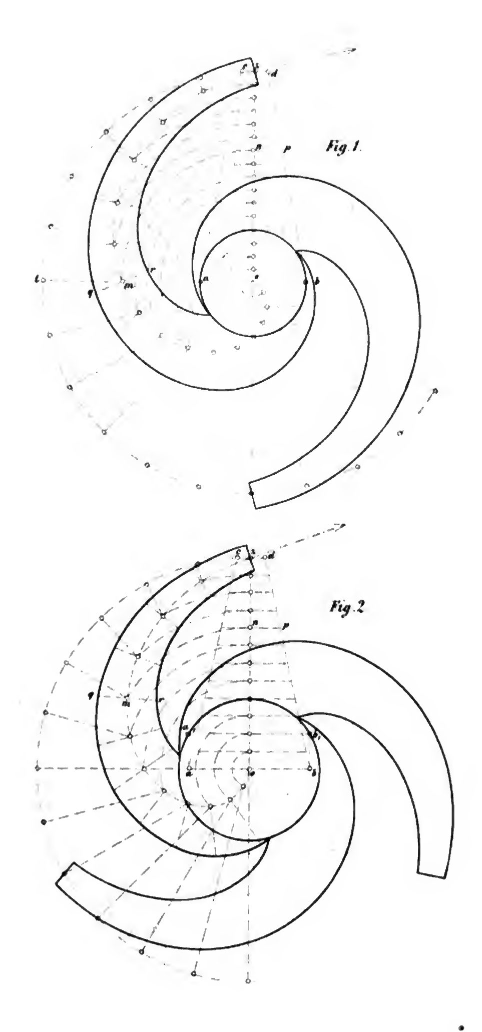
Fig. 1
Fig. 11
Fig. 6.
Fig. 2
Fig. 12
Fig. 7.
Fig. 3
Fig. 13
Fig. 8
Fig. 4
Fig. 14
Fig. 9
Fig. 5
Fig. 10


Fig. 1.
Fig. 6.
Fig. 11
Fig. 2
Fig. 7
Fig. 12
Fig. 3
Fig. 8
Fig. 13
Fig. 4
Fig. 9.
Fig. 14
Fig. 5
Fig. 10


Fig 1.
a
b
c
d
Fig 2
O
U
T
m
n
M
H
E
F
G
A
N
B
C
D
Fig 3
C
B
A
c
b
a
Fig 4.
h
Fig 5.
h
Fig. 6.
h
Fig 7.
b
Fig 8.
h
Fig 9.
b
B
Fig 10.
Fig 11.
Fig 12.
Fig 13.
Fig 14.
Fig 15.
Fig 16.
Ω
Ω,
Ω
Fig 17.
K,
Ω
Ω,
Ω,
Fig 18.
K,
Ω
Ω,
Ω,


Gefälle in Metres
Wasserzufluß in Kub. Metre pr 1 Secunde
Oberschlächtiges Rad
Rückschlächtiges Kübelrad
Schaufel Rad mit Coulissen Einlauf
Schaufelrad mit Ueberfall Einlauf
Kropfrad
Kropfrad oder Poncelet Rad
Unterschlächtiges oder Poncelet Rad
Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 4
Fig 5
Fig 6
Fig 7


Fig. 1. A
Fig. 1. B
Leitrad
Turbinen Rad
Fig 2
Leitrad
Turbinen Rad
Fig 4
Fig 3


Fig. 1.
Fig. 2

Tafel XXXVI.

Fig 1.

Fig. 2

Fig 3

Fig 4

Fig. 5

Fig 6

a = 2,5 bis 3
Cent. Metre

Fig 7

Fig. 8

Fig 10.

Fig. 9

H

d

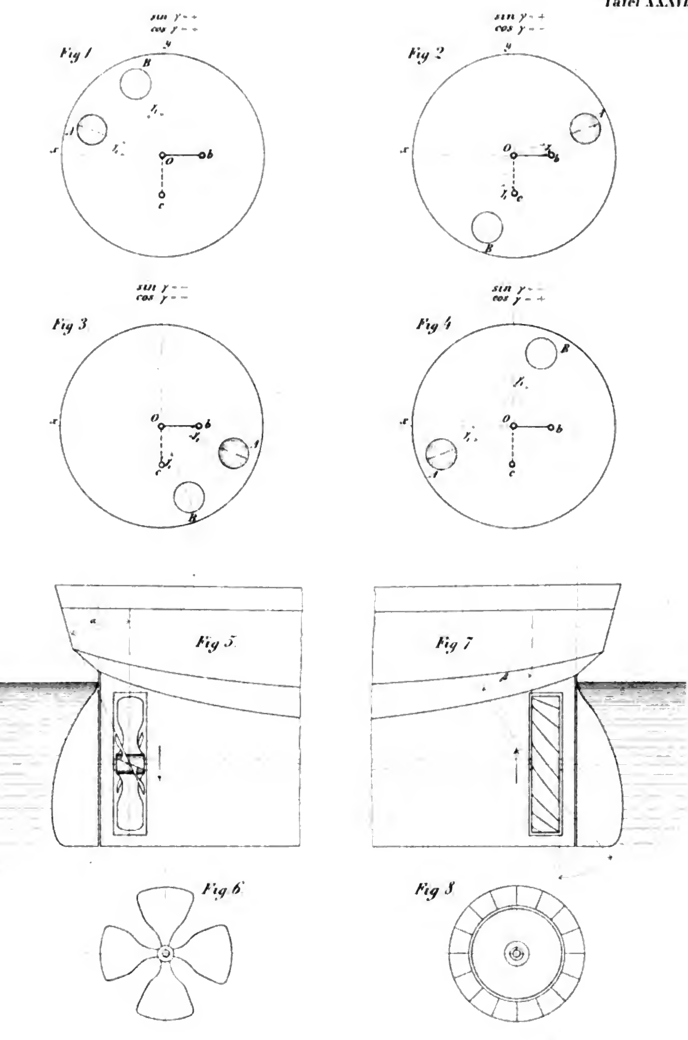
e

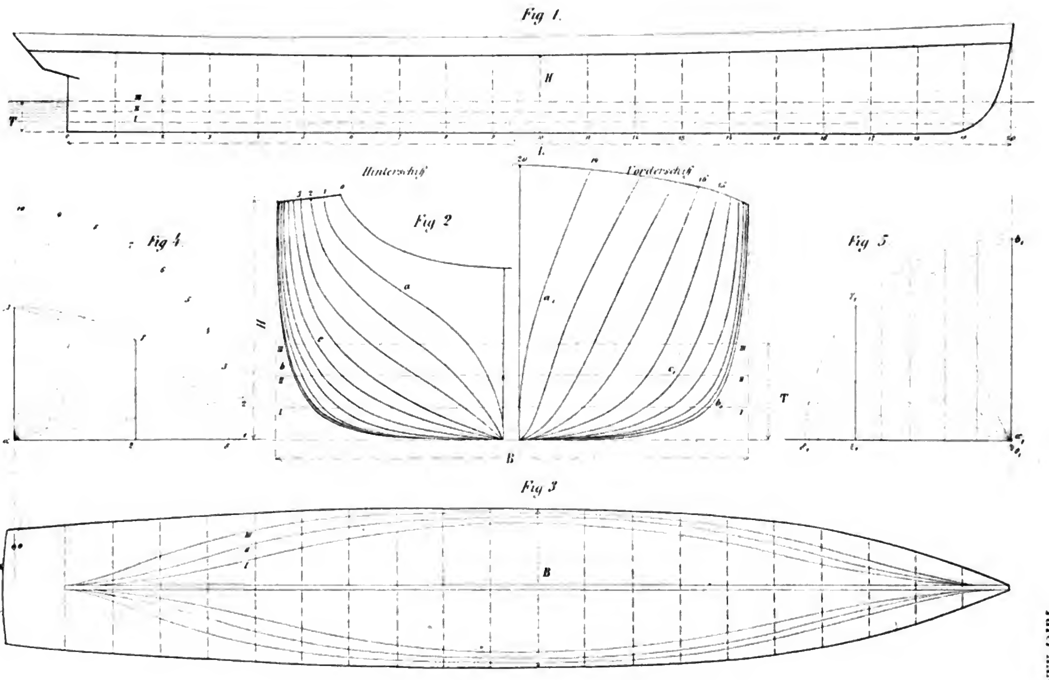
a

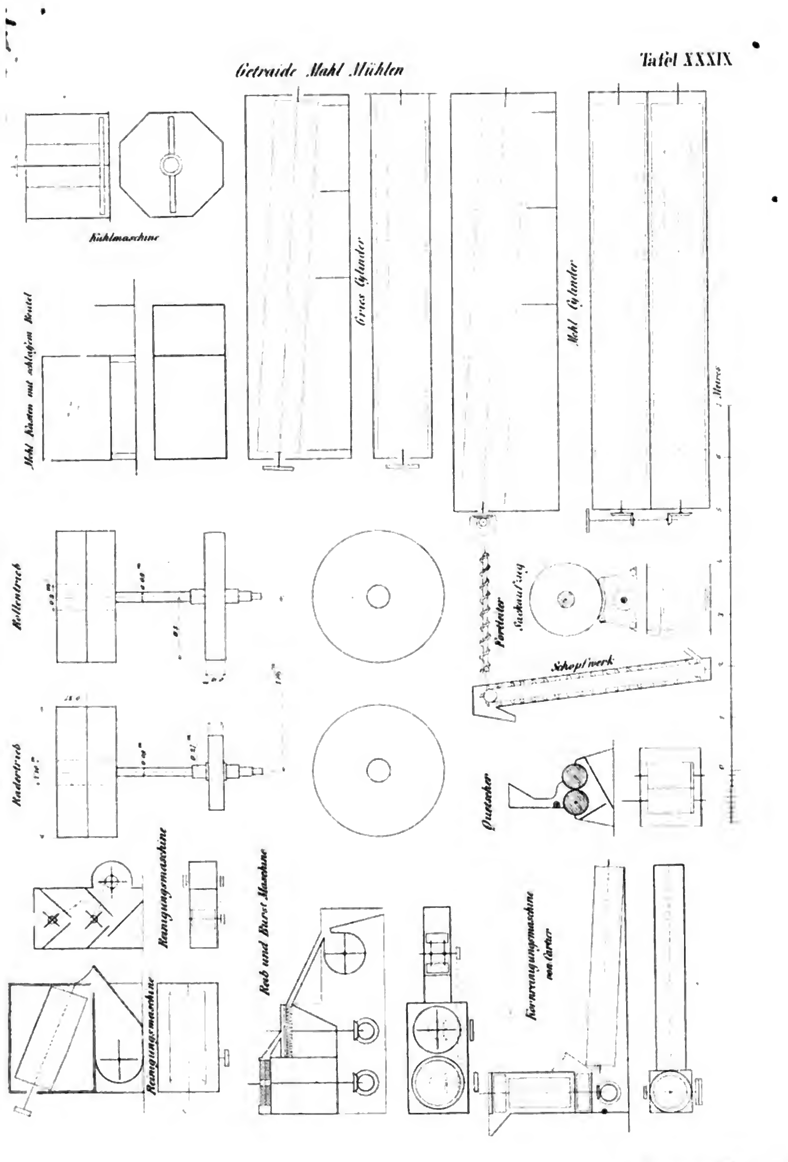
b

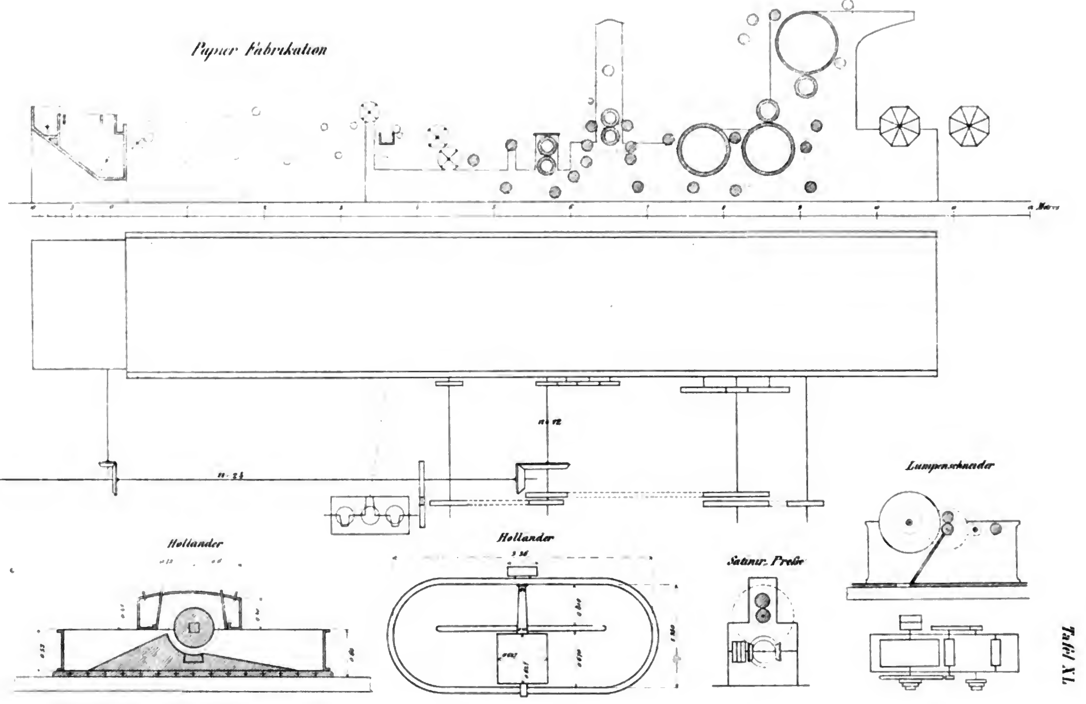
5d

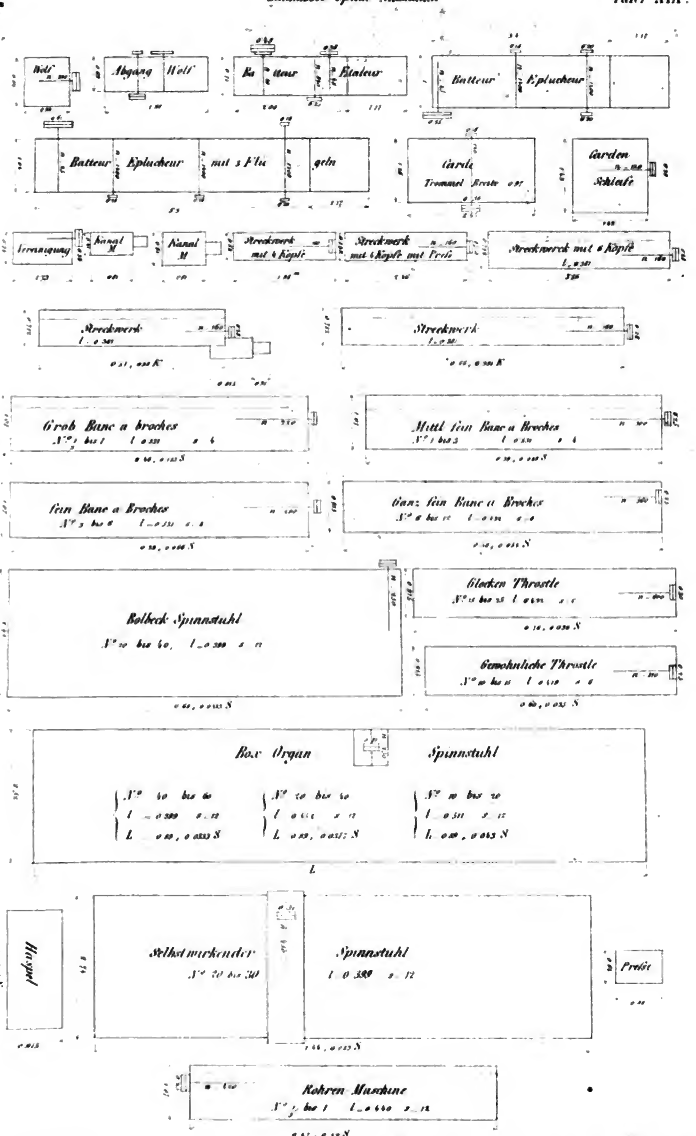
Tafel XXXVII




Fig 1.
H
Hinterschiff
Vorderschiff
Fig 2
Fig 4
Fig 5
B
T
Fig 3


Tafel XXXIX
Getraide Mahl Mühlen
Kühlmaschine
Gries Cylinder
Mehl Cylinder
Rollentrieb
Rädertrieb
Sackaufzug
Schöpfwerk
Quetscher
Reinigungsmaschine
Reib und Burst Maschine
Kornreinigungsmaschine
1 Metres


Papier Fabrikation
Lumpenschneider
Holländer
Holländer
Satinir-Presse


Wolf
Abgang Wolf
Batteur Etaleur
Batteur Eplucheur
Batteur Eplucheur mit 3 Flügeln
Carde
Trommel Breite
Carden Schleife
Streckwerk mit 4 Köpfe
Streckwerk mit 4 Köpfe mit Presse
Streckwerck mit 4 Köpfe
Streckwerk
Grob Banc a broches
Mittl fein Banc a Broches
fein Banc a Broches
Ganz fein Banc a Broches
Glocken Throstle
Bolbeck Spinnstuhl
Gewöhnliche Throstle
Box Organ Spinnstuhl
Haspel
Selbstwirkender Spinnstuhl
Presse
Rohren Maschine


Digitized by Google

